

볼트 체결부를 갖는 구조물의 유한요소모델링에 관한 연구

윤주철*, 강범수#, 김정**

A Study on Finite Element Modeling of the Structure with Bolted Joints

Joo-Cheol Yoon*, Beom-Soo Kang# and Jeong Kim**

ABSTRACT

In this study, in order to investigate a modeling technique of the structure with bolted joints, four kinds of finite element model are introduced; a solid bolt model, a coupled bolt model, a spider bolt model, and no bolt model. All proposed models take account on prestrained effect and contact behavior of flanges to be joined. Among these models, a solid bolt model, which is modeled by using a 3-D solid element and a surface-to-surface contact element between the head/nut and the flange interfaces, has the best accurate responses compared with the experimental results. In addition, coupled bolt model, which couples the degree of freedom between the head/nut and the flange, shows the best effectiveness and usefulness in view of computational time and memory usage. Finally, the bolt model proposed here is adopted for structural analysis of a large diesel engine of a ship consisting of several parts which is connected by long stay bolts.

Key Words : Bolted Joint (볼트 결합부), Pretension (초기인장), Initial Strain(초기 변형), Contact Element (접촉 요소), DOF Coupling (자유도 연성)

1. 서론

선박용 디젤엔진과 같은 대형 구조물뿐만 아니라 대부분의 기계 구조물들이 볼트, 용접, 접착제 등의 체결방식을 통하여 하나의 결합체로 만들어진다. 볼트 결합은 전형적으로 잡아당기거나 미끄러지거나 부품 상호간을 분리시키려는 힘에 반대하여 이들을 함께 체결하는 데 사용된다. 이런 볼트 결합은 전체 구조물의 거동에 미치는 영향이 클 뿐만 아니라, 결합부의 응력 집중이나 피로에 의한 파손 등의 문제를 일으키기 때문에 전체 구조물에서도 가장 중요하게 취급되기도 한다. 볼트

결합에 대한 기존 연구는 볼트 결합부를 상세하게 모델링하고 정적 해석을 수행하여 결합부의 강성을 추출하거나 체결부의 접촉응력을 구하는 것이 대부분이었다.¹⁻⁵

기존 연구로부터 알 수 있듯이, 볼트 결합부의 정확한 거동을 예측하기 위해서는 접촉에 의한 마찰과 볼트 체결에 의한 초기 하중, 그리고 결합부분의 접촉에 의한 비선형 거동 등을 모두 포함한 상세한 3 차원 모델링이 필요하다. 그러나 대형 구조물에 대한 유한요소 해석에서는 모델 크기에 의한 제약 때문에 볼트 결합부의 상세한 모델링이 어렵고, 사용하는 해석 프로그램에 따라 앞서 말

접수일: 2003 년 3 월 13 일; 게재승인일: 2003 년 7 월 11 일

* 부산대학교 항공우주공학과 대학원

교신저자: 부산대학교 항공우주공학과

Email: bskang@hyowon.pusan.ac.kr, Tel: (051) 510-2310

** 부산대학교 ERC/NSDM

한 볼트 결합부의 특성들을 모두 다 적용할 수 없는 경우가 있다. 그러므로 유한요소 모델을 개발할 때에는 결합부의 특성과 더불어 해석 프로그램의 성능도 고려되어야 한다.

본 논문에서는 선박용 디젤 엔진과 같이, 수많은 볼트 결합부를 가진 대형 구조물을 해석할 때 사용할 수 있는 모델링 기법에 대하여 연구해 보았다. 제시한 볼트 모델에서는 초기 하중을 가하여 외력에 의해 부품들이 서로 분리되지 않도록 하였을 뿐만 아니라, 볼트 체결력이 변하는 것을 나타낼 수 있도록 하였다. 그리고 가장 상세한 모델인 솔리드 볼트 모델에서는 결합 부분에 3 차원 접촉요소(contact element)를 사용하여 접촉면의 마찰과 비선형 거동을 고려할 수 있도록 하였다.

기존 연구의 정적 실험과 진동모드 실험 결과와 비교하여 볼트 모델들의 정확성을 검토해보았고, 몇 가지 하중조건에 대해 추가적으로 정적 해석을 수행하여 하중에 따른 차이를 살펴보았다. 또한 선박용 디젤 엔진의 유한요소 해석을 수행하기 위해 제시한 볼트 모델들을 적용해보았다.

본 논문에서는 유한요소 해석을 위해 상용 해석 프로그램인 ANSYS 를 이용하였다.

2. 볼트 모델

2.1 볼트 결합부의 특성

볼트 결합에서 중요한 두 가지 특성은 볼트에 의한 초기하중(preload)-볼트 자체에 대해서는 초기인장(pretension)-과 결합 부분의 접촉이다. 모든 해석 프로그램에서 이 두 가지 특성을 동시에 고려할 수는 없지만, ANSYS 와 같은 최근의 프로그램에서는 초기인장 효과(pretension effect)와 접촉 요소(contact element)를 이용하여 두 가지 특성을 적용할 수 있다.

초기인장은 가상 온도변형이나 초기변형, 그리고 구속 방정식 등을 통해서 적용할 수 있다. 여기서 온도변형은 볼트와 부품에 대해 서로 다른 온도와 물성치(열팽창계수)를 할당함으로써 적용할 수 있는데, 기준 온도를 설정하고 가상의 온도 변화를 주면 된다. 구속 방정식은 볼트에 초기 변위를 설정하는 한 방법으로서, 방정식을 통해서 절점의 변위를 직접적으로 지정하는 것이다. ANSYS 에서는 이 방법을 적용하기 위해서, 볼트 내에 초기인장 요소(pretension element)를 생성하여

사용할 수 있다.⁶ 마지막으로 요소에 초기변형을 설정하여 초기인장을 가하는 방법은 위의 방법보다 더 직접적인 것이다. 계산이 시작되면 초기변형은 유한요소 모델에서 하중의 한 부분으로 고려된다.

결합 부분의 접촉을 나타내기 위해서는 접촉면에 접촉요소(contact element)를 사용할 수 있다. 접촉문제에 대해서는 그 동안 많은 수학적 해석 방법들이 기계설계 교재들을 통해서 소개되었는데,^{5,7,8} 최근에는 유한요소 프로그램이 비약적으로 발달하여 3 차원 접촉요소를 사용하여 쉽게 해석할 수 있게 되었다.⁹ 그러나 접촉문제를 고려하게 되면 접촉면적의 변화와 접촉응력의 변화 등으로 부득이 비선형 계산을 해야 하기 때문에 계산시간이 길어질 뿐만 아니라 수렴성을 보장하기 어려운 경우가 생길 수 있다. 그래서 이번 연구에서는 접촉상황을 충분히 파악하여 가능한 한 접촉요소를 줄일 수 있는 모델을 제시하기로 하였다.

Fig.1 은 일반적인 볼트 결합부의 구성을 나타내고 있다. 이번 연구에서는 이런 구조의 볼트를 연구 대상으로 하였다.

2.2 볼트 결합부의 모델링 방법

지금까지 살펴본 볼트 결합부의 특성을 고려하여 유한요소 해석에 사용할 수 있는 몇 가지 모델을 제시해 보았다. 앞서도 언급했듯이, 초기하중은 볼트 결합의 가장 중요한 기능이므로 모든 볼트 모델에서 적용할 수 있도록 하였다.

2.2.1 솔리드 볼트 모델(solid bolt model)

Fig. 2 의 솔리드 볼트 모델은 실제 볼트에 가장 가까운 모델링 방법으로서, 볼트 결합부를 3 차원 솔리드 요소를 사용하여 상세하게 모델링한 것이다. 초기하중을 적용하기 위해서는 볼트 스테드(stud)에 초기인장 요소(pretension element)를 생성하거나 가상 온도변형을 설정할 수 있다.

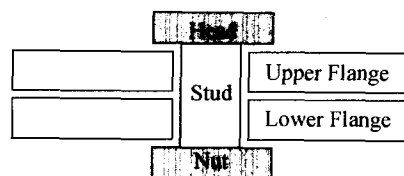


Fig. 1 Schematic view of a structure with bolted joints

접촉이 발생하는 부위로는 볼트 헤드와 부재, 너트와 부재, 그리고 상하 부재 사이가 있으며, 이들 부분에 3 차원 접촉요소(contact element)를 사용하였다. 볼트 스테드와 부재 사이에도 필요한 경우 접촉요소를 사용할 수 있는데, 일반적으로 실제 볼트 결합에서는 이 부분에서 접촉이 발생하지 않는다. 접촉면에서 발생하는 마찰은 접촉요소에 마찰계수를 설정하여 적용할 수 있다. 이 모델을 사용하면 가장 정확한 결과를 얻을 수 있지만, 앞서도 언급했듯이 요소의 수가 많고 접촉의 비선형 거동 때문에 많은 계산 시간이 요구된다.

2.2.2 연성 볼트 모델(coupled bolt model)

연성 볼트 모델은 솔리드 볼트 모델을 단순화 시킨 것으로서 Fig. 3 과 같이 3 차원 빔 요소(beam element)를 사용하여 볼트 스테드를 나타내고, 볼트 헤드와 너트를 나타내기 위해 자유도 연성조건(DOF coupling)을 이용한 것이다. 즉 볼트 헤드와 너트는 강제영역으로 대체되어 부재에 연결되는 것으로 생각할 수 있다. 이 모델에서는 볼트 스테드 부분에만 빔 요소를 사용하였기 때문에 솔리드 볼트 모델 보다 요소 수가 훨씬 줄어들게 된다.

볼트 헤드와 너트는 자유도 연성조건으로 연결되어 있으므로 볼트와 부재 간에 하중이 전달될 수 있다. 초기인장은 빔 요소에 초기변형을 설정함으로써 나타낼 수 있고, 볼트와 부재 사이에는 접촉 요소가 사용되지 않는다.

2.2.3 거미줄 볼트 모델(spider bolt model)

이 모델은 모든 볼트 그룹(스테드, 헤드, 너트)을 Fig. 4 와 같이 3 차원 빔 요소로 나타낸 것이다. 즉 연성 볼트 모델처럼 빔 요소를 사용하여 볼트 스테드를 한 직선으로 나타내고, 볼트 헤드와 너트는 여러 개의 빔 요소를 망상(web-like)으로 배치하여 나타낸 것이다. 볼트 헤드(혹은 너트)와 부재는 빔 요소로 연결되어 있기 때문에 다양한 하중이 전달될 수 있을 뿐만 아니라, 헤드(혹은 너트)의 강성 또한 고려될 수 있다. 이 모델을 사용할 때는, 헤드 및 너트의 강성을 똑같이 나타내기 위해서 빔 요소의 요소 물성치, 즉 단면의 형상이나 크기를 제대로 설정해야 한다. 이 부분에 대해서는 추가적인 작업이 필요하겠지만, 이번 연구에서는 단순히 헤드(혹은 너트)의 체적과 사용된 빔 요소의 체적이 일치하도록 설정하였다.

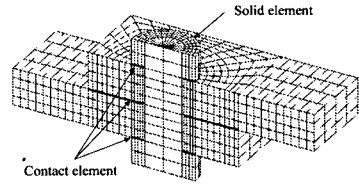


Fig. 2 Solid bolt model

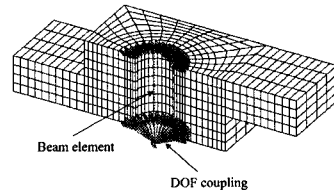


Fig. 3 Coupled bolt model

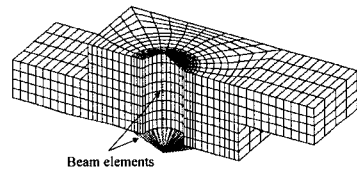


Fig. 4 Spider bolt model

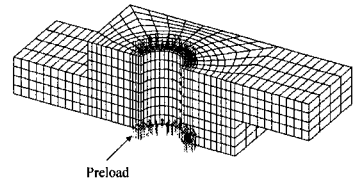


Fig. 5 No bolt model

2.2.4 무 볼트 모델(no bolt model)

Fig. 5 의 모델에서는 볼트 그룹을 생성하지 않고, 초기인장을 나타내기 위해서 와서표면에 압력만을 가하였다. 이 방법은 모델에서 초기인장 효과를 고려할 수 있는 가장 쉽고 빠른 방법이지만, 볼트의 강성을 적용할 수 없으며, 볼트 하중이 변하는 것을 나타낼 수 없다. 그러므로 이 모델은 볼트의 강성을 고려할 필요가 없고, 부품들이 서로 분리되지 않을 때 적용할 수 있다.

위의 네 가지 모델 중에서, 솔리드 볼트 모델을 제외한 나머지는 실제 볼트 결합부를 단순화한 것이다. 그러므로 이들을 선택할 때는 볼트 결합

부의 거동을 파악하여 어떤 특성을 고려해야 할지를 먼저 정해야 한다. 다음 절에서는, 정적 및 동적 실험 결과와 본 논문에서 제시한 볼트 모델들을 사용한 해석 결과를 비교해보고 그 정확성을 검토해 보았다.

3. 볼트 모델의 검토

3.1 정적 실험

제시한 네 가지 볼트 모델의 정확성을 검토해 보기 위해서 권영두¹⁰ 등의 실험결과와 본 논문에서 제시한 볼트 모델을 사용한 유한요소 해석 결과를 비교해 보았다. 실험에 쓰인 시편은 폭 31.6mm, 두께 8.46mm, 길이 320mm 인 두 개의 긴 판재를 M10 볼트로 체결 한 것이다. 스트레인 게이지 부착 순서는 Fig. 6 과 같이, 볼트 결합부를 기준으로 A(우단에서 284mm), B(237mm), C(190mm) 순이다. A, B, C 스트레인 게이지의 측정값과 유한요소 해석 값을 Table 1 에 나타내었다.

표에서 볼 수 있듯이, 측정값과 해석 결과 값이 서로 잘 맞는 것을 알 수 있으며, 예상대로 볼트 결합부에 가장 가까운 지점인 A 에서의 결과는 솔리드 볼트 모델이 가장 정확하였다.

Fig. 7 은 구조물의 등가응력 분포를 나타내는 그래프로서 스트레인 게이지를 통과하는 직선상의 응력을 나타낸다. 이 그래프에서 볼 수 있듯이, 구조물의 전체적인 응력 분포는 모든 해석 모델에서 비슷하게 나타나고 있다. 그러나 볼트 결합부 내

에서는 모델 간에 다소 차이를 나타낸다. 결합부 내의 응력에 대해 평가하려면 볼트 결합부의 실제 응력과 비교해보아야 하지만, 솔리드 볼트 모델의 경우에는 볼트의 초기 하중뿐만 아니라 접촉면들의 마찰을 모두 고려했기 때문에 결합부 내의 상세한 응력 분포까지도 정확하게 나타낼 수 있을 것으로 예상된다.

정적 실험 결과와의 비교를 통해서, 제시한 볼트 모델들의 유용성이 어느 정도 입증되었다. 그러나 정적 실험은 볼트 결합부를 가진 구조물 중에서도 아주 단순한 한 경우를 나타내고 있으므로 이것만으로 볼트 모델들의 정확성을 판단하기는 어렵다. 그러므로 다음 절에서는 좀더 일반적인 하중 상태에 대해 볼트 모델들을 적용해 보았다.

3.2 정적 해석에 의한 추가적 검토

볼트 모델들이 여러 가지 하중조건에서도 신뢰할만한 결과를 얻을 수 있는지를 알아보기 위해서 몇 가지 하중상태에 대해 정적 해석을 수행하였다. 하중조건으로는 몇 가지 하중을 동시에 적용할 수도 있겠지만, 하중의 종류에 따른 차이를 보기 위해서 굽힘 하중을 가하는 경우와 전단 하중을 가하는 경우를 각각 해석해 보았다. 해석에 사용된 부재는 볼트에 의한 영향이 보다 잘 나타날 수 있도록 볼트 결합부가 차지하는 비율을 높인 것으로서, 폭 40mm, 두께 10mm, 길이 60mm 인 두 개의 시편을 M10 볼트로 체결한 것이다. Fig. 8 에 나타나 있듯이, 이 부재에 대하여 F=100kgf 의 굽힘 하중과 전단 하중을 가하였다.

굽힘 하중은 볼트 헤드 둘레의 일정 영역에

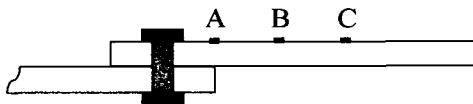


Fig. 6 Positions of strain gauges

Table 1 Strains obtained from the experiment and finite element analysis (unit: $\mu\text{m} / \mu\text{m}$)

Position	A	B	C
Experiment	32.930	29.177	23.328
Solid bolt	33.066	29.107	23.348
Coupled bolt	34.777	29.097	23.347
Spider bolt	29.894	29.102	23.347
No bolt	33.896	29.116	23.348
Error(%) (solid bolt)	0.42	0.24	0.10

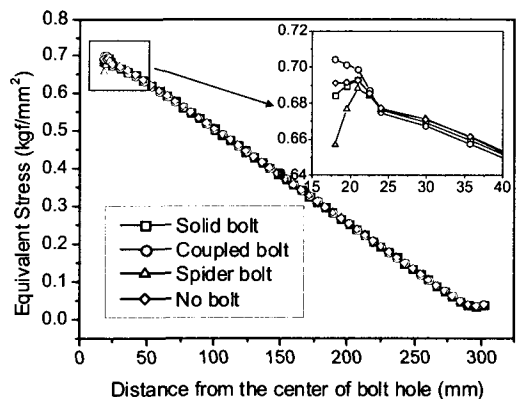


Fig. 7 Equivalent stress distribution of each model

압력으로, 전단 하중은 시편 끝 단의 측면에 압력으로 주어졌다. 해석 결과는 볼트 결합부내의 응력과 그 외 부분의 응력을 각각 분리하여 비교해 보았다. 네 가지 모델 중에서 솔리드 볼트 모델이 가장 정확하므로 이 모델을 비교 기준으로 삼았으며, 무 볼트 모델은 해석 중에 부재가 분리되는 문제가 발생하여 결과를 내지 못하였다.

Fig. 9 는 각 하중조건에 대한 결과를 나타내는 그래프이며 볼트의 중심에서 부재의 길이 방향으로 이동하면서 나타나는 응력을 보여주고 있다. 그리고 Fig. 10 은 볼트 결합부 내의 결과로서 두 부재가 접하는 면에서, 볼트 중심으로부터 헤드와 반경만큼 떨어진 위치의 응력 분포를 보여주고 있다. 이들 그래프에 나타난 결과를 살펴보면, 결합부를 어느 정도 벗어난 영역에서는 모든 하중조건에 대해 각 모델들이 비슷한 결과를 내는 것을 알 수 있다. 반면, 결합부 내의 결과는 모델 간에 다소 큰 차이를 보이는데 이것은 볼트 헤드와 너트를 단순화시킨 것으로부터 발생하는 당연한 결과

로 볼 수 있다. 위의 세 가지 하중조건 중에서도 전단 하중을 가한 경우에 그 차이가 비교적 크게 나타나는 것을 확인할 수 있는데, 이런 현상의 이유로 예상할 수 있는 것은 접촉면의 마찰력이다. 즉, 부재에 전단 하중이 가해질 때 이것은 대부분 접촉면의 마찰력에 의해 지지되므로 마찰력이 얼마나 정확하게 고려되었느냐 의한 차이가 커지게 되는 것이다. 굽힘 하중의 경우에 발생하는 차이

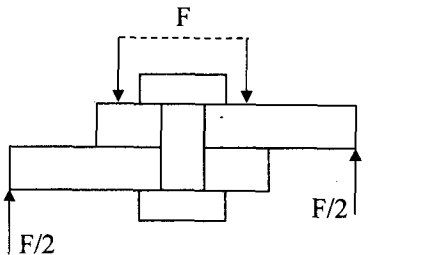


Fig. 8(a) Load condition: bending 1

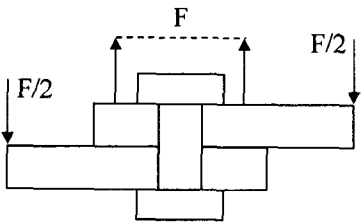


Fig. 8(b) Load condition: bending 2

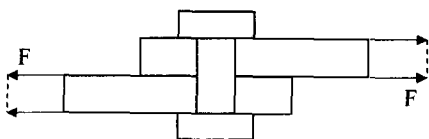


Fig. 8(c) Load condition: shear load

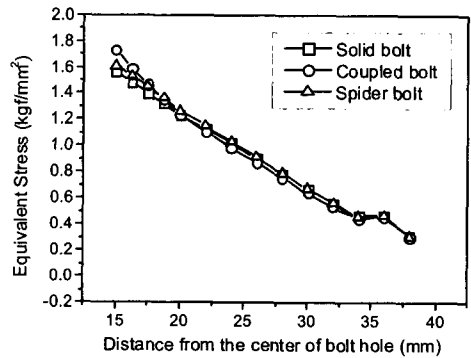


Fig. 9(a) Stress distributions for bending 1

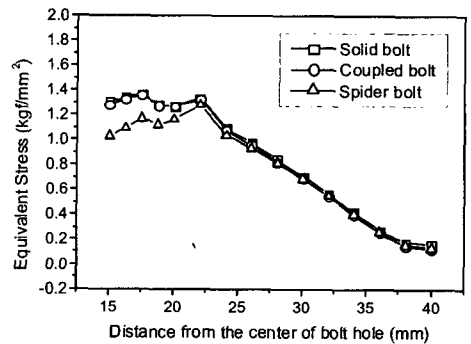


Fig. 9(b) Stress distributions for bending 2

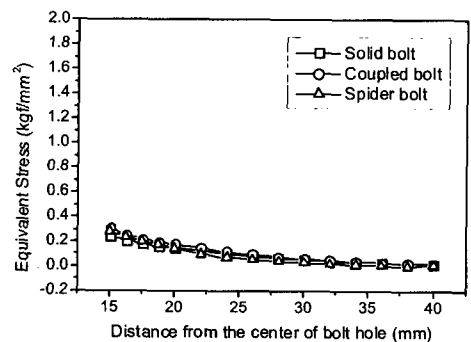


Fig. 9(c) Stress distributions for shear load

에 대해서는 결합부 특히 헤드(혹은 너트)와 접하는 부분의 변형을 그 이유로 들 수 있다. 즉 헤드(혹은 너트)의 접촉부위에서 변형이 발생하면 모델에 따라 헤드의 강성이 다르기 때문에, 발생하는 응력이 국부적으로 달라질 수 있다.

Fig. 11 은 굽힘 하중에 의한 각 모델의 변형 형상을 나타내고 있으며, 부재의 전체적인 변형 양상이 각 모델에서 유사하게 나타나는 것을 알 수 있다. Table 2 에는 굽힘 하중을 가했을 때의 계산 시간과 모델 크기를 나타내었다.

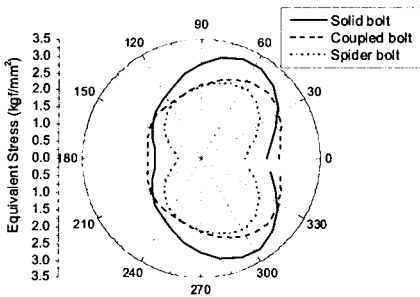


Fig. 10(a) Stresses near bolted joints under bending 1

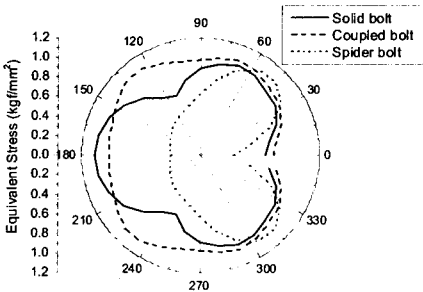


Fig. 10(b) Stresses near bolted joints under bending 2

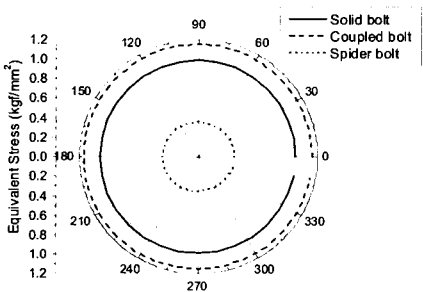


Fig. 10(c) Stresses near bolted joints under shear load

3.3 진동 실험

제시한 볼트 모델들이 동적 해석에 있어서도 정확한 결과를 내는지 알아보기 위해 기존 연구의 진동모드 실험 결과¹⁰와 비교해 보았다. 실험에 사용된 시편은 Fig. 12 에 나타나 있듯이, 폭 31.6mm, 두께 8.46mm, 길이 320mm 인 긴 판재를 M10 볼트 하나로 연결한 것이다. 이 시편의 중간 부분을 가는 고무줄로 묶어 매단 다음 가속도계를 부착하고 충격해머로 가진하여 주파수 응답기로 측정하였다.

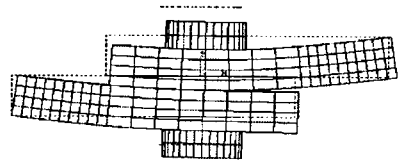


Fig. 11(a) Deformation shape using solid bolt model

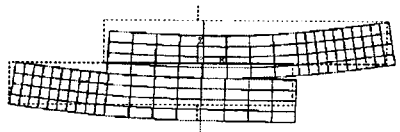


Fig. 11(b) Deformation shape using coupled bolt model

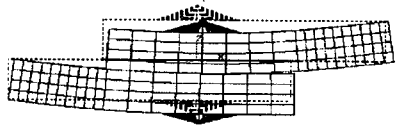


Fig. 11(c) Deformation shape using spider bolt model

Table 2 Model size and calculation time for each model

	Solid bolt	Coupled bolt	Spider bolt
Model size (MB)	10.688	8.344	8.563
Elapsed time (sec)	2843.0	1068.0	1446.0

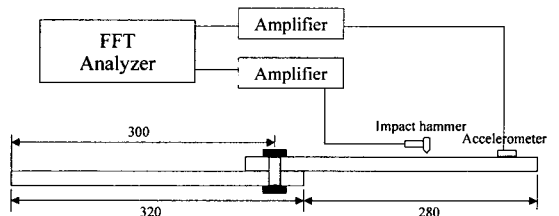


Fig. 12 Experimental setup for modal test (unit: mm)

진동모드 해석에서는 접촉 요소를 사용할 수 없기 때문에 지금까지 사용한 볼트 모델들은 수정이 필요하였다. 그래서 두 부재사이의 접촉요소를 제거하고, 볼트 체결력에 의해 응력이 작용하는 영역을 서로 연결하였다. Fig. 13 에 나타나 있듯이, 이 영역은 원추대 모양을 하고 있으며, Osgood⁵ 에 의하면 최적의 원추각은 25° 에서 33° 사이의 범위이다. 또한 볼트 헤드와 너트는 볼트의 초기하중으로 인해 부재에 고착된다고 볼 수 있다. 그러므로 솔리드 볼트 모델에 대해서는 이 접촉부분에 사용된 접촉요소를 제거하고 볼트 헤드와 너트를 부재에 연결하였다. Table 3 는 진동 실험과 유한요소해석에 의한 고유진동수 값을 보여주고 있다. 이 표에서 볼 수 있듯이, 실험결과와 해석결과가 유사하며, 솔리드 볼트 모델의 경우 가장 유사한 결과를 나타내고 있는 것을 알 수 있다. Fig. 14 는 해석으로 구해진 진동 모드를 보여주고 있다. 여기서 3 번 모드는 면 외 모드(out of plane mode)이다. 이상으로 진동모드 해석과 실험에 의한 비교를 통하여 제시한 볼트 모델이 동적 해석에서도 유용하게 쓰일 수 있는 것을 보았다. 다음 절에서는 볼트 모델을 실제 구조물의 해석에 적용한 사례를 간단히 소개하였다.

4. 볼트 모델의 응용

이번 연구에서 제시한 볼트 모델을 선박용 대형 디젤엔진의 구조해석에 적용해 보았다. 선박용 디젤엔진은 실린더 프레임(cylinder frame), 프레임 박스(frame box), 그리고 베드 플레이트(bed plate) 등의 구조물들이 수많은 스테이 볼트(stay bolt)에 의해 결합되어 있는 구조물이다. 이 엔진은 가스의 폭발력이나 선박의 추진력을 직접적으로 받는 부분에서 구조적 결합이 자주 발생하고, 크랭크축을 지지하는 부위에서는 균열이 생겨 운항 중인 선박에 심각한 문제를 일으키기도 한다. 따라서 이러한 문제점을 개선하기 위한 방안을 찾기 위해 엔진 구조물에 대한 유한요소 해석을 수행하였다.

Fig. 15 는 엔진의 유한요소 모델과 솔리드 볼트 모델이 적용된 것을 보여주고 있다. 해석결과를 검토해보면, 유한요소 모델은 용접부위에 대한 고려가 없기 때문에 실제 구조물과 국부적으로 차이를 나타내기도 하였으나 엔진 구조물의 전체적인 응력분포나 변형양상을 알아보는데 많은 도움

이 되었다.

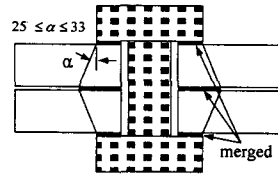


Fig. 13 Modified model for modal analysis

Table 3 Natural frequencies obtained from the experiment and finite element analysis (unit: Hz)

Mode No.	1	2	3	4	5
Experiment	120.0	332.0	424.0	640.0	1060.0
Solid bolt	119.4	334.0	426.5	634.9	1067.7
Coupled bolt	121.0	334.3	431.9	643.4	1069.5
Spider bolt	119.0	334.1	425.1	632.5	1068.0
No bolt	112.8	333.9	413.4	603.1	1068.0

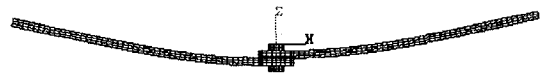


Fig. 14(a) Mode shape of solid bolt: mode 1



Fig. 14(b) Mode shape of solid bolt: mode 3



Fig. 14(c) Mode shape of solid bolt: mode 5

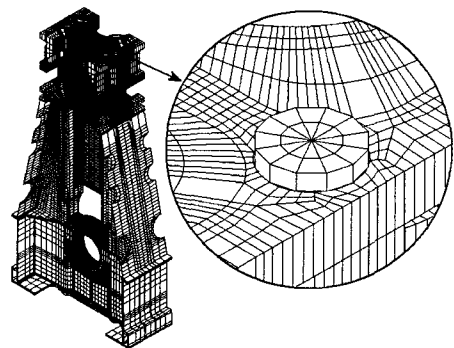


Fig. 15 Finite element model for a diesel engine of ship

Fig. 16은 엔진의 1 사이클 동안 볼트 결합부 근처에서 나타나는 주응력을 각 모델별로 보여주고 있다. 이 그래프를 보면, 모든 모델에서 해석 결과가 비슷한 것을 알 수 있다.

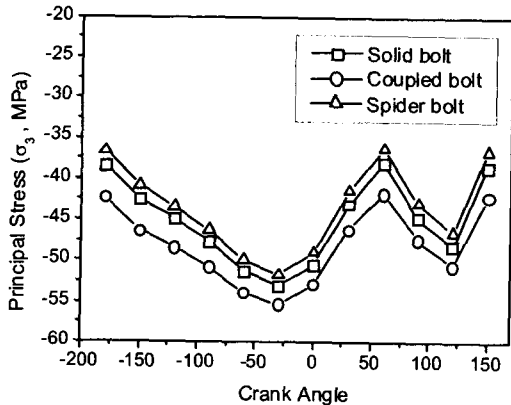


Fig. 16 Variation of stresses near the bolted joints during one cycle

5. 결론

본 연구에서는 볼트 결합부의 유한요소 모델링기법으로서 네 가지 볼트 모델을 제시하였으며, 간단한 실험과 정적 해석을 통하여 정확성 및 실용성을 검토해 보았다. 이상의 연구 내용과 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 볼트 결합부를 모델링하는 방법으로서 솔리드 볼트 모델, 연성 볼트 모델, 거미줄 볼트 모델, 그리고 무 볼트 모델을 제시하였다.
- (2) 정적 실험 및 진동모드 실험을 통하여 제시한 볼트모델의 정확성을 검토해 보았다. 그 결과, 예상대로 솔리드 볼트 모델에서 가장 정확한 결과를 얻을 수 있었고, 나머지 모델에서도 만족할 만한 결과를 얻었다.
- (3) 굽힘 하중과 전단 하중이 외력으로 작용하는 경우 전체적인 변형 양상과 응력 분포가 각 모델에서 비슷하게 나타났다. 그러나 볼트 결합부에서 큰 변형이 발생하거나, 전단하중이 크게 작용할 때는 결합부 내에서 다소 큰 차이를 보였다.
- (4) 정적해석 수행 시, 연성 볼트 모델과 거미줄 볼트 모델은 솔리드 볼트 모델에 비하여 각각 62%, 49%의 계산 시간과 21%, 19%의 메모리 크기를 절감할 수 있었으므로 대형 구조물을 해석할 때 유용하게 사용할 수 있을 것으로 판단된다.

- (5) 제시한 모델들을 실제 구조물에 응용한 사례를 통하여 그 실용성을 확인하였다.

후 기

본 논문은 부산 대학교의 정밀정형 및 금형가공 연구센터에서 지원 받아 수행된 연구로서 이에 감사 드립니다.

참고문헌

1. Gould, H. H. and Mikic, B. B., "Areas of Contact and Pressure Distribution in Bolted Joints," Trans. of ASME, J. of Mech. Design., pp. 864-870, 1972.
2. Wileman, J., Choudhury, M. and Green, I., "Computation of Member Stiffness in Bolted Connections," Trans. of ASME, J. of Mech. Design., pp. 432-437, 1991.
3. Nabil, M., "Determination of Joint Stiffness in Bolted Connections," Trans. of ASME, J. of Mech. Design., pp. 858-861, 1976.
4. Bickford, J. H., An Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints, 2nd ed., Marcel Dekker, pp. 99-123, 1990.
5. Shigley, J. E., Mechanical Engineering Design, Metric Ed., McGraw-Hill, pp. 301-314, 78-82, 1986.
6. ANSYS Basic Analysis Guide 2.9, Defining Pretension in a Joint Fastener, ANSYS 5.7, ANSYS Inc., 2002.
7. Roark, R. J. and Young, W. C., Formulas for Stress and Strain, 5th ed., McGraw-Hill, pp. 513-522, 1975.
8. Timoshenko, S. P. and Goodier, J. N., Theory of Elasticity, 3rd ed., McGraw-Hill, pp. 409-420, 1970.
9. ANSYS Structural Analysis Guide 9.4, Performing a Surface-to-Surface Contact Analysis, ANSYS 5.5, ANSYS Inc., 1999.
10. Young Doo Kwon, Nam Seo Goo, Sung Yun Kim and Min Ho Cho, "Finite Element Modeling for Static and Dynamic Analysis of Structures with Bolted Joints," Trans. of KSME A, Vol. 26, No. 4, pp. 667-676, 2002.