

# 기계 장비 볼트 결합부의 체결력에 따른 강성에 관한 연구

## Study on Stiffness of Bolt Joints According to Pre-load

\*#이재학<sup>1</sup>, 하태호<sup>1</sup>, 김양진<sup>1</sup>, 김동훈<sup>1</sup>, 이찬홍<sup>1</sup>

\*#J. H. Lee(jaehak76@kimm.re.kr)<sup>1</sup>, T. H. Ha<sup>1</sup>, Y. J. Kim<sup>1</sup>, D. H. Kim<sup>1</sup>, C. H. Lee<sup>1</sup>

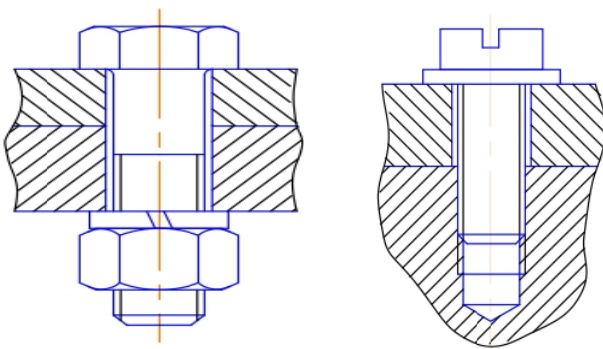
<sup>1</sup> 한국기계연구원 초정밀기계시스템연구소

Key words : bolt joint, stiffness, pre-load, precision

### 1. 서론

공작기계, 반도체 및 디스플레이 제조 장비, 측정 장비 등과 같은 고정밀도 기계들은 물론 대부분의 기계 구조물들은 볼트 결합, 용접, 접착제등의 방식을 사용하여 결합되어 있다. 결합부의 특성이 전체 기계 장비의 동적 특성에 큰 영향을 미치므로 전체 기계 장비의 동적 특성을 정확히 예측하기 위해서는 결합부의 특성을 파악하여 결합 조건에 따른 정확한 강성을 알아야만 한다. 특히 볼트 결합부는 가장 많이 사용되는 고정형 결합부로 고정밀도를 요구하는 전체 기계 장비의 동적 특성을 파악하여 정밀도를 예측하기 위해서는 체결력, 마찰력, 비선형 거동 등을 고려한 정확한 강성의 예측이 요구된다. 유한요소해석과 실험적 방법을 이용하여 실제 볼트결합부의 강성을 계산할 수 있지만 유한요소 해석의 경우 볼트 결합부를 상세하게 모델링 하면 계산량이 많고 볼트와 볼트 구멍 사이에 복잡한 접촉 현상이 발생하여 해의 수렴이 어려워 계산이 어렵다. 특히 전체 기계장비를 해석하기 위해서는 고성능의 컴퓨터와 많은 계산 시간이 요구되어 현실적으로 적용이 어렵다. 실험적 방법만을 이용하는 경우 모든 종류의 볼트 결합부에 일반적으로 적용할 수 있는 식을 구하기 어렵다.

볼트 결합부는 크게 Fig.1 과 같이 through hole 과 blind hole 두 형태가 가장 많이 이용되고 있으며 일반적으로 지금까지 기계 장비 전체를 FEM 을 이용하여 해석할 경우 용접부와 같이 완전 고정된 부분으로 가정하고 해석을 하는 경우가 대부분이다. 하지만 고정밀도가 요구되는 공작기계, 반도체 장비와 디스플레이 제조 장비의 경우 이러한 가정은 FEM 해석 시 큰 오차를 발생시킨다.



(a) Through hole type (b) Blind hole type

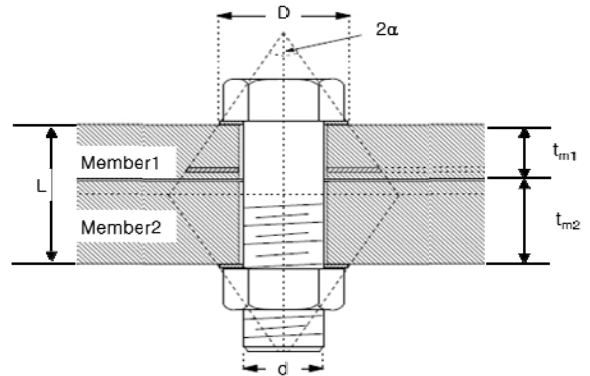
Fig.1 Types of bolt joints

따라서 본 연구에서는 이론적인 방법과 FEM 해석을 병행하여 볼트 크기, 볼트 재질, 볼트 모양, member 의 두께, member 의 재질이 결정되면 일반적인 볼트 결합부의 강성을 예측을 비교적 정확하게 예측할 수 있는 방법을 제시하고자 한다.

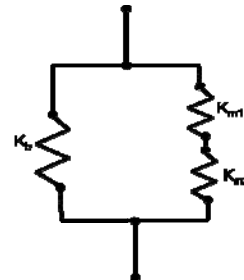
### 2. 이론적 방법을 이용한 강성 계산식

Fig.2 와 같은 볼트 결합부는 member 와 볼트의 강성을 이용하여 Fig. 2(b)와 같이 두개의 member 가 직렬로 연결되

어 있으며 볼트의 강성이 병렬로 연결되어 있는 등가 강성 모델로 표현이 가능하다.



(a) Idealization of pressure cone as for bolt joint



(b) Equivalent stiffness of bolt joint

Fig. 2 Bolt joint stiffness by theoretical method

먼저 볼트의 강성은 다음과 같이 볼트의 등가 길이와 볼트 단면적 및 볼트의 강성으로 표현된다[1,2].

$$K_b = A_s E_b / L_{eq} \quad (1)$$

$$L_{eq} = L + (1.95 - 2/\beta - \nu)d \quad (2)$$

여기서  $A_s$  는 볼트의 단면적,  $E_b$  는 볼트의 강성,  $L$  은 member1 과 member2 에 체결된 길이,  $\beta$  는 볼트 헤드와 너트의 볼트 직경에 대한 비,  $\nu$  는 볼트 헤드와 너트의 강성 값이다.

다음으로 member 의 강성은 다음과 같이 표현되며 Fig. 2 와 같은 볼트 결합부의 경우 하중이 상하 대칭으로 작용하므로 마름모 꼴의 힘 영역이 발생하며 중립면을 기준으로 해서 3 개의 영역으로 나누어 계산할 수 있다. 체결력이 작용하고 있는 member 의 강성은 일반적으로 다음과 같이 표현된다[1,3].

$$K_m = \frac{\pi E_0 d \tan \alpha}{\ln \left( \frac{(2t_0 \tan \alpha + D_0 - d)(D_0 + d)}{(2t_0 \tan \alpha + D_0 + d)(D_0 - d)} \right)} \quad (3)$$

Fig.2 의 경우 세 개의 member 가 샌드위치 구조로 적용되어 있는 구조이므로 이를 세 영역으로 나누어 member 의 강성을 구해보면 다음과 같다.

$$E_0 = E_1, t_0 = t_{m1}, D_0 = D \quad (4)$$

$$E_0=E_2, t_0=(t_{m2}-t_{m1})/2, D_0=2t_{m1}\tan\alpha+D \quad (5)$$

$$E_0=E_2, t_0=(t_{m2}+t_{m1})/2, D_0=D \quad (6)$$

각 영역에서의 member 강성은 (3)의 일반적인 식의  $E_0$ ,  $t_0$ ,  $D_0$ 에 (4), (5), (6)의 값들을 대입하면 미지수  $\alpha$ 에 관한 식으로 모두 표현될 수 있다.

Member의 세 영역은 직렬로 연결되어 있으므로 전체 member의 강성은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$1/K_m=1/K_{m1}+1/K_{m2}+1/K_{m3} \quad (7)$$

여기서  $K_m$ 은 member 전체의 강성,  $K_{m1}$ 은 (4)식에 의해 구한 영역 1의 강성,  $K_{m2}$ 는 (5)식에 의해 구한 영역 2의 강성,  $K_{m3}$ 은 (6)식에 의해 구한 영역 3의 강성이다.

볼트의 강성과 member의 강성이 병렬로 연결되므로 전체 볼트 결합부의 강성은 다음과 같이 표현된다.

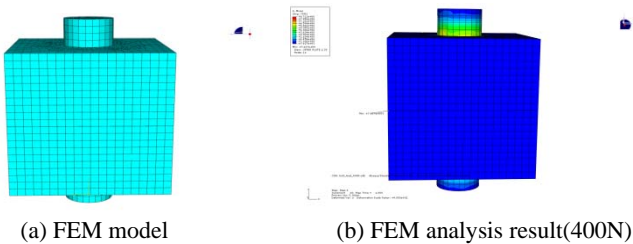
$$K_f=K_b+K_m \quad (8)$$

따라서 전체 볼트 결합부의 강성은 볼트의 강성과 member의 강성을 대입하여 정리하면 미지수  $\alpha$ 에 관한 식으로 표현된다. 여기서  $\alpha$ 는 체결력에 따라 변하므로 볼트 크기, 볼트 재질, 볼트 모양, member의 두께, member의 재질이 주어졌을 때 체결력에 따른  $\alpha$ 의 함수를 구하면 모든 볼트 결합부의 강성을 구하는데 적용할 수 있다.

### 3. FEM과 실험을 통한 강성 수정 방법

앞에서 이론적 방법을 이용하여 볼트 결합부의 강성을 미지수  $\alpha$ 에 관한 식으로 표현 가능하지만 체결력에 따라 변하는  $\alpha$ 의 값을 찾기 위해서는 실험과 병행하여 결정해야만 한다. 하지만 실험값만을 이용할 경우 볼트 결합부의 형상과 재질에 따른 일반화된 값을 도출하기 어려운 단점이 있으므로 본 연구에서는 실험과 FEM 해석을 이용하여 볼트 결합부의 강성에 영향을 미치는 최소 압력값을 정함으로써 힘 영역  $\alpha$ 를 일반화할 수 있는 방법론과 가능성을 제시하였다.

Fig.3은 볼트 결합부의 강성에 영향을 미치는 힘 영역을 찾기 위해 수행한 FEM 해석 모델과 그 결과를 보여준다.



(a) FEM model (b) FEM analysis result(400N)

(c) Cross section view of FEM analysis result(400N)

Fig.3 FEM model and analysis result of bolt joint

력을 증가하기 위해 bolt load를 볼트의 단면적에 증가하였다. 볼트 헤드와 member, member와 member 사이의 마찰 계수는 0.19로 가정하였으며 bolt와 member의 탄성계수는 200GPa의 steel 물성치를 입력하였다. Fig.3(a)와 Fig.3(b)는 체결력을 400N 증가했을 때 230kPa 이상의 Von Mises stress를 갖는 영역의 분포를 나타낸다. 볼트 헤드 주위에 높은 압력이 증가되고 member 상하면의 하중 대칭성에 의해서 마름모꼴의 하중 분포를 나타내는 것을 확인할 수 있다. 따라서 실험을 통해 볼트 결합부의 강성에 영향을 주는 임계 압력을 구하면 FEM 해석을 통해  $\alpha$ 값의 예측이 가능할 것으로 판단된다.

Fig.4는 볼트의 체결력에 따른 가상 임계값 230kPa 이상의 Von Mises stress 분포의 변화를 나타낸다. 체결력이 증가함에 따라 볼트 결합부의 강성에 영향을 주는 힘 영역  $\alpha$ 가 증가할 것으로 판단되며 체결력에 따른 변화를 예측할 수 있을 것으로 판단된다.

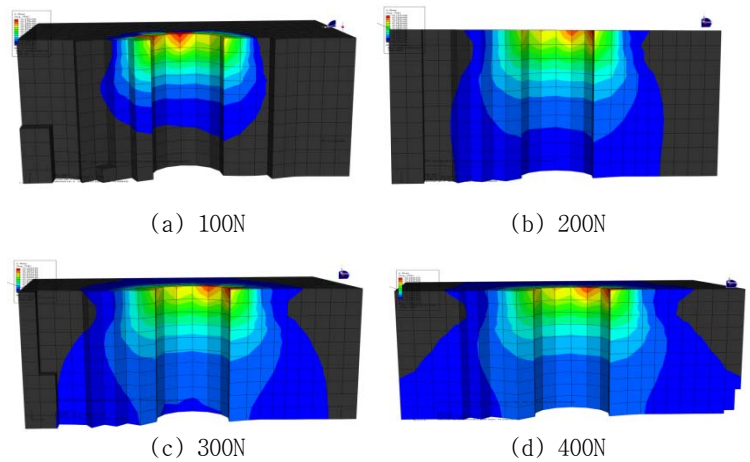


Fig.4 Force zone variation with respect to pre-load

### 4. 결론

볼트 결합부의 강성은 이론적 방법을 통해서 임계 힘 영역을 나타내는 미지수  $\alpha$ 로 표현 가능하며 실험을 통해 임계 압력을 구하면 FEM 해석을 통해 체결력과 member의 거칠기 변화에 따른 임계 힘 영역을 쉽게 구할 수 있을 것으로 판단된다.

### 후기

본 연구는 지경부의 국가플랫폼기술개발사업의 일환인 “기계장비 열/구조 특성 예측 시뮬레이터 개발”의 지원을 받았습니다.

### 참고문헌

1. J. G. Williams, R. E. Anley, D. H. Nash and T. G. F. Gray, “Analysis of Externally Loaded Bolted Joints: Analytical and Experimental Study”, International Journal of Pressure Vessels and Piping, **86**, 420-427, 2009
2. T. F. Lehnhoff and B. A. Bunyard, “Effects of Bolt Threads on the Stiffness of Bolted Joints”, Journal of Pressure Vessel Technology, **123**, 161-165, 2001
3. 김진곤, 박성수, etc., “볼트결합부가 있는 구조물의 유한요소 모델링 및 실험적 검증”, 대한기계학회논문집, **20**, 1854-1861, 1996