

체결방법에 따른 볼트결합 구조물의 동적해석

정영도*(명지대 대학원 기계공학과), 박세만(명지대 기계공학과), 박명균(명지대 기계공학과)
 A dynamic analysis of bolted joints under various conditions

Y. D. Jung (Mechanical Eng. Dept., MJU), S. M. Bahk, M. K. Park (Mechanical Eng. Dept., MJU)

ABSTRACT

There are various methods to join mechanical structures together. They typically include welding, mechanical joints by bolts and other processes depending on specific needs. Analyses of joints in the mechanical structures are essential in understanding the dynamic characteristics of the structures. In this research an impulse technique is applied to investigate the dynamic behavior of joints produced by bolts. The length of overlap in the joints was varied as the number of the bolts in the joints was changed. Also, the torque applied to the bolts were adjusted. Resonance frequencies were determined for the joints to evaluate the relationship between the increase in the applied torque and the increase in the number of bolts used in the joints. The results have demonstrated that the resonance frequencies of the joints increase with the increasing torque.

Key Words : Member Stiffness (멤버강성), Resonance Frequency (공진주파수), Impulse Technique (충격기법), Frequency Response Function (주파수형상함수)

1. 서론

대부분의 기계구조물은 볼트, 리벳, 용접, 접착제 등의 결합 방식을 사용하여 각 부분구조를 결합하고 전체 구조 형상을 구성한다. 이중 볼트결합은 교량과 같은 토목구조물 뿐만 아니라 항공기, 공작기계등과 같은 고정밀도를 요구하는 구조물 즉, 자동차의 차체·엔진등과 같은 대부분의 기계 구조물을 결합 방식에서 널리 사용된다. 이러한 복합 구조물은 여러 개의 구조물이 결합부에 의하여 연결되기 때문에 각 부분의 결합 특성은 전체 구조물의 동적특성에 큰 영향을 미치게 된다. 그렇기 때문에 결합부의 감쇠(damping)나 강성(member stiffness)과 같은 특성을 알아내는 것은 매우 중요하다. 결합부 특성에 관해서는 이미 1960년대부터 진행되어 오긴 했으나, 이 시기의 연구는 간단하고 기초적인 연구만이 이루어졌다. 볼트의 강성에 대한 꾸준한 연구로 지금에 이르러서는 볼트결합부의 강성식에 관한 이론이 정립되어 있다⁽¹⁾. 그리고, 1990년대에 유한요소법을 이용한 해석에 관한 연구가 활발히 이루어졌다. Ko·Lehnhoff⁽²⁾ 등은 볼트결합 변수 중 볼트의 크기를 달리하고, 시편의 재질을 달리함으로써 강성계수의 변화를 구하고 이를 유한요소법으로 검증하였다. 김광연⁽³⁾과 조민호

·권영두⁽⁴⁾ 등은 볼트체결부의 유한요소 모델링의 기법에 관한 연구를 수행하였다. 그러나, 이러한 연구들은 볼트 결합시 하나의 볼트만을 사용하여 결합한 경우이다. 아직까지 여러 개의 볼트 결합에서의 동적해석에 관해서는 활발한 연구가 이루어지지 않고 있다. 이에 본 논문에서는 볼트의 결합력의 변화와 함께 여러 개의 볼트 결합을 수행하였을 때 공진주파수의 변화를 살펴보았다.

2. 기본 이론

2.1 Core 가 있는 볼트 강성식 유도

장력 P 가 주어질 때 늘어나는 변위 dx 는

$$d\delta = \frac{P dx}{EA} \quad (2-1)$$

요소의 면적은

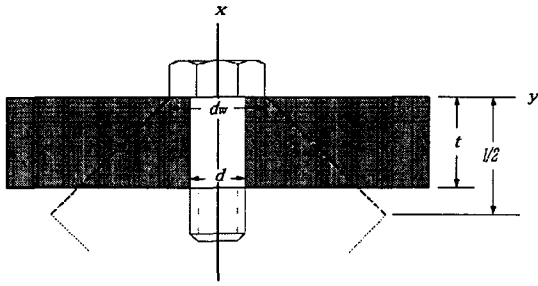
$$A = \pi(r_o^2 - r_i^2) = \pi \left[\left(x \tan \alpha + \frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right] \quad (2-2)$$

$$= \pi \left(x \tan \alpha + \frac{D+d}{2} \right) \left(x \tan \alpha + \frac{D-d}{2} \right)$$

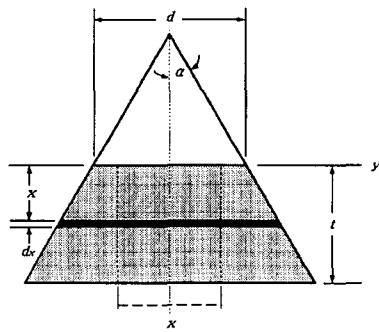
식(2-1)에 대입하여 적분하면,

$$\delta = \frac{P}{\pi E} \int_0^l \frac{dx}{[xtan\alpha + (D+d)/2][xtan\alpha + (D-d)/2]} \quad (2-3)$$

적분 테이블을 사용하여 다음을 정리하면



(a)



(b)

Fig. 1 Compression of a member assumed to be confined to the frustum of a hollow cone

$$\delta = \frac{P}{\pi E d \tan \alpha} \ln \frac{(2t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2t \tan \alpha + D + d)(D - d)}$$

이 원뿔의 강성 또는 스프링 비율은

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{\pi E d \tan \alpha}{\ln \frac{(2t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2t \tan \alpha + D + d)(D - d)}} \quad (2-4)$$

$k_m = k/2$ 을 이용하고, 만약 두 시편의 두께가 같고, 탄성계수의 값이 같다고 가정하면

$$k_m = \frac{\pi E d \tan \alpha}{2 \ln \frac{(1 \tan \alpha + d_w - d)(d_w + d)}{(1 \tan \alpha + d_w + d)(d_w - d)}}$$

와 같이 주어진다.

3. 실험

3.1 실험 방법

본 연구에 사용된 실험은 일반 상온에서 동적 신호 해석기와 충격망치를 이용하는 충격기법을 사용하였다. Fig. 2는 본 실험에 사용된 실험장치의 개략도이다. 방진테이블에 지그를 고정하고 지그에 시편을 고정시킨 다음 충격망치(Model HP35207A)로 시편을 가진 시킨 후 가속도센서(Model PCB 353B16)를 사용하여 신호를 받았다. 충격망치는 노이즈가 없는 정확한 신호를 가진 시킬 수 있는 곳이어야 한다.

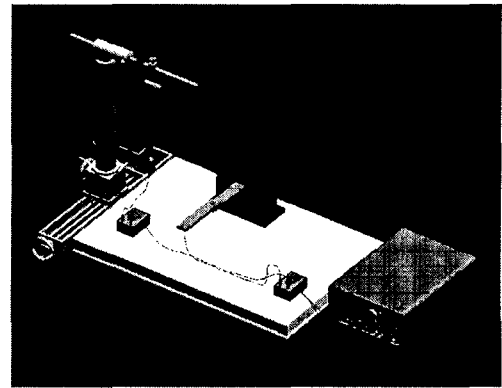


Fig. 2 General block diagram of instrumentation

본 연구시 모드변화를 찾기 위해서 좌우로 이동할 수 있는 이송장치를 개발하여 고정함으로서 10회 평균값을 얻기 위해 스프링에 고정, 일정한 힘으로 시편을 반복 가진 시킴으로써 손으로 가진 했을 때의 부정확함을 피할 수 있었다.

충격망치와 가속도센서에 의한 신호는 동적신호 해석기(Model HP35670A)를 사용하여 주파수 응답함수(Frequency Response Function) 분석을 행하였다.

Bendat 과 Piersol 는 주파수 반응함수 추정치의 임의의 오차(random error)는 $1/n$ 에 비례하고 있다고 설명하고 있다. 여기서 n 은 기록수나 평균횟수를 가리킨다. 따라서 전체적인 평균을 통하여 측정오차를 줄일 수가 있다. 본 연구에선 여러 곳에서 시편을 가진 시켜보고 신호를 측정해 본 결과 가진은 지그 근처에 가까운 곳, 그리고 1 차 모드 응답신호 측정은 시편의 끝단 부근에서 가장 좋은 신호를 취할 수 있었다. 또한 충격망치 신호는 다시 증폭기

(Model PCB480C02)를 사용하여 신호를 증폭하여 사용함으로써 Coherence 가 보다 좋은 신호를 얻을 수 있도록 하였다.

3.2 실험 시편

실험에 사용한 시편은 SM45, 볼트는 M12 를 사용하였다. Fig 3 에서 보이듯이 총 4 가지의 시편을 제작하였다. 볼트 1 개의 결합일 경우 시편의 크기는 200mm 이고, 볼트 2 개· 3 개· 4 개의 결합일 경우 각기 20mm 씩 길이부만 증가시킴으로써 총 길이를 같게 제작하였다. 지그에 고정할 부분의 크기는 30mm 인데, 이 부분은 나타내지 않았다. 모든 시편은 폭 40mm, 두께 8mm 로 같게 제작하였다. 그리고, 각 볼트체결마다 토크력을 10N· m 부터 70N· m 까지 10N· m 씩 증가시키면서 공진주파수를 측정하였다.

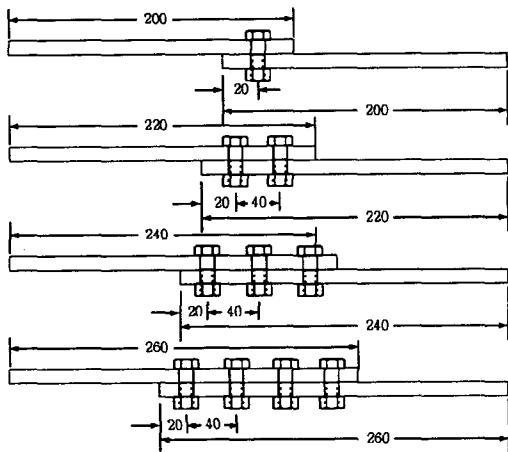


Fig. 3 Specimen

4. 결과 및 결론

토크력에 따라서 변화하는 공진주파수의 값을 측정해 보았다. Mode 1 에서는 공진주파수의 값이 전체 볼트 체결에 대하여 44Hz 와 48Hz 로 거의 같은 값을 나타낸 반면 Mode 2 에서는 공진주파수가 미미하나마 조금씩 증가함을 알 수 있다. 그러나, 그 증가의 값은 30N· m 에서 50N· m 까지의 부분에서 볼트 1 개 체결시 284Hz, 볼트 2 개 체결시 304Hz, 볼트 3 개 체결시 332Hz, 볼트 4 개 체결시 376Hz 로 같은 공진주파수를 이루다가 60N· m 에 이르러서 조금씩 다시 증가함을 보였다. 그리고, Mode 3 에서는 볼트 1 개 체결시 836Hz, 볼트 2 개

체결시 808Hz, 볼트 3 개 체결시 796Hz, 볼트 4 개 체결시 824Hz 의 공진주파수대를 보인다. 40N· m 부근에서 공진주파수가 증가하지 않고 같은 영역대를 보인 것에 관해서는 아직 정확히 결론을 내릴 수는 없으나 시편사이의 오버랩 길이의 영향, 볼트 체결시 실제 볼트의 무게와 토크력이 커지면서 서로간의 간섭 현상등의 영향을 받은 것으로 생각된다.

40N· m 부근에서는 토크력의 증가에 따른 공진주파수의 증가를 보이지 않았지만, 전체적으로 공진주파수는 증가하는 경향을 보였다. 또한 볼트의 개수에 따라서 살펴보았을 때 볼트 2 개· 4 개 보다는 1 개· 3 개일 경우가 상대적으로 높은 공진주파수를 나타내었다.

참고문헌

1. Joseph Edward Shigley, Charles R. Mischke, "Mechanical Engineering Design," pp. 338 - 340, Fifth Edition.
2. Kwang Il Ko, M. L. McKay, T. F. Lehnhoff, "Member Stiffness and Contact Pressure Distribution of Bolted Joints," Transactions of the ASME Vol. 116, pp. 550 - 557, JUNE 1994.
3. 김광연, "유한요소법을 이용한 볼트 결합 구조물의 응력해석," 인하대학교 기계공학과 석사, 1998.
4. 조민호, 권영두, "볼트결합부를 포함한 구조물의 유한요소 모델링 및 동적해석", 경북대학교 기계공학과 석사, 2000.

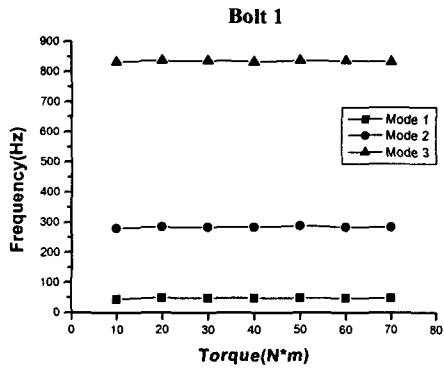


Fig. 4 Dependence of frequencies on torque with joint 1 bolt

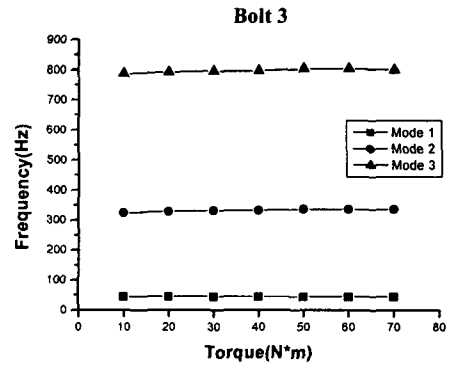


Fig. 6 Dependence of frequencies on torque with joint 3 bolts

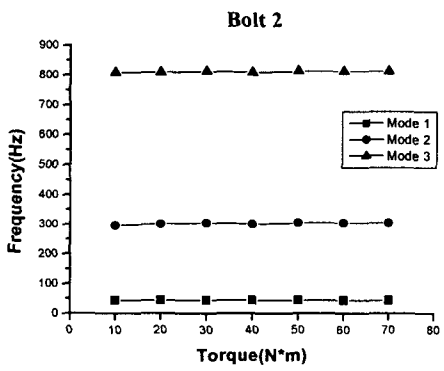


Fig. 5 Dependence of frequencies on torque with joint 2 bolts

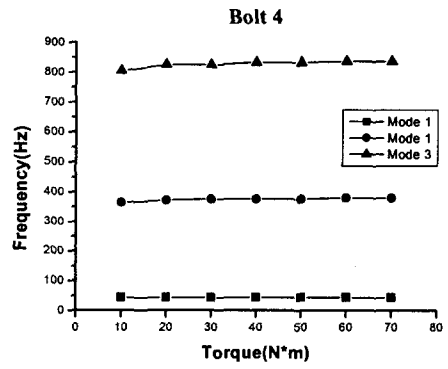


Fig. 7 Dependence of frequencies on torque with joint 4 bolts