

## 초소형 볼트의 비트 깊이에 따른 체결 토크 예측<sup>§</sup>

이현규\* · 박 근\*\* · 나승우\*\*\* · 김종봉\*†

\* 서울과학기술대학교 기계자동차공학과, \*\* 서울과학기술대학교 기계시스템디자인공학과,  
\*\*\* 서울금속 기술연구소

### Prediction of Joining Torque for Bit Depth of Subminiature Bolt

Hyun-Kyu Lee\*, Keun Park\*\*, Seung-Woo Ra\*\*\* and Jong-Bong Kim\*†

\* Dept. Mech. and Automotive Eng. Seoul Nat. Univ. of Sci. and Tech.

\*\* Dept. Mech. System and Design Eng. Seoul Nat. Univ. of Sci. and Tech.

\*\*\* Technology Research Center, Seoul Metal.

(Received April 17, 2014 ; Revised May 22, 2014 ; Accepted May 27, 2014)

**Key Words:** Joining Torque(체결토크), Subminiature Bolt(초소형 볼트), Bit Depth(비트 깊이)

**초록:** 휴대폰과 같은 전자제품의 소형화로 체결 부품도 소형화가 요구된다. 초소형 볼트의 머리부분 두께 감소 요구에 따라 체결시 볼트 머리부 파손으로 충분한 체결력을 확보하는데 어려움이 있다. 본 연구에서는 볼트 깊이에 따른 체결 토크를 해석적으로 예측하여 비트 형상 설계에 활용하고자 한다. 볼트 머리부는 주로 전단 파손이 발생하기 때문에, 볼트용 선재의 전단 실험을 통하여 파손 기준을 설정하였다. 그리고, 설정된 전단파손 기준을 바탕으로 체결시 파손 형상과 최대 체결 토크를 예측하였다. 또한, 머리부에 성형되는 비트의 깊이에 따른 최대 체결토크를 예측하였다. 비트 깊이가 깊을수록 볼트 머리와 나사부의 경계에서 응력 집중으로 파손이 빨리 발생하고, 최대 체결 토크도 작아짐을 알 수 있었다.

**Abstract:** Subminiature joining bolts are required for the electronic parts of gadgets such as mobile phones and watch phones. During the miniaturization of bolt heads, it is difficult to obtain sufficient joining force owing to the risk of shear fracture of the bolt head or severe plastic deformation on the bit region. In this study, the maximum joining torque for the bit depth was predicted using finite element analysis. A shear fracture test was conducted on a wire used in bolt forming. The results of this test were subjected to finite element analysis and a fracture criterion was obtained by comparing the experimental and analysis results. The shear fracture of the bolt head during joining was predicted based on the obtained criterion. Furthermore, the maximum joining torque was predicted for various bit depths. Fracture on the boundary between the bolt head and thread was found to occur in lower joining torque as bit depth increases.

- 기호설명 -

$Q$  : 축력  
 $T$  : 볼트의 최대 토크  
 $d_p$  : 피치지름  
 $d_3$  : 마찰력이 작용하는 볼트머리 평균 지름  
 $\rho'$  : 삼각나사 유효 마찰각  
 $\beta$  : 리드 각  
 $\alpha$  : 나사 산 각도  
 $\mu$  : 나사산에 작용하는 마찰계수

$\mu'$  : 유효마찰계수  
 $\mu_s$  : 볼트헤드와 체결품 사이의 마찰계수

### 1. 서론

대부분의 기계 구조물들은 볼트나 용접 등과 같은 체결 방식에 의해 하나의 구조물이 된다. 기계 구조물의 체결방식으로 가장 많이 사용 되는 것은 볼트이다. 볼트는 대표적인 기계 요소부품으로 사용하기 간편하고, 체결력이 강하며, 유지보수 하는데 편리한 점이 있다. 볼트로 조립이 될 경우 충분한 결합력이 확보되어야 한다. Lee 등<sup>(1)</sup>은 볼트로 조립된 프레임 구조물의 강도 해석을 수행하였다. 나사산의 파손을 직접 해석하지 않고 절점 커

§ 이 논문은 2014년도 대한기계학회 생산 및 설계공학부문 춘계학술대회(2014. 4. 24.-25., 라마다프라자호텔) 발표논문임

† Corresponding Author, jbkim@seoultech.ac.kr

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

플링(Coupling) 조건으로 해석하였다. Lim 등<sup>(2)</sup>도 나사산을 완전구속조건으로 설정하고 탄성해석을 수행하여 원자력발전소용 앵커볼트의 안정성을 평가하였다. Jeong 등<sup>(3)</sup>은 축계결합용 커플링 볼트의 조립과정을 2 차원 축대칭으로 해석하여 커플링 볼트의 형상 설계를 수행하였다.

최근 휴대폰과 워치폰, 그리고 하드디스크 등과 같은 전자 부품들이 소형화가 되어, 이들 제품에서 각 부품들을 결합하기 위한 볼트도 소형화가 요구되고 있다. 볼트가 소형화 되어도 체결 토크에 대한 성능은 어느 정도 유지가 되어야 하기 때문에 볼트 설계시 정확한 파단토크의 예측이 중요시 된다. 볼트에 작용하는 토크는 볼트의 체결력, 나사산 사이의 마찰력, 그리고 볼트머리밀면과 나사면에 작용하는 마찰력에 의해 발생 한다.<sup>(4,5)</sup> 볼트의 파손은 성형 중 발생하는 크랙과 체결 중 볼트 머리 또는 나사산에서 발생하는 전단 파손이 있다. 볼트의 파손은 실제 조립시 또는 조립된 제품에서 빈번히 발생하는 파손의 하나이다. 하지만, 이 파손에 대한 연구는 많지 않다. Choi 등,<sup>(6)</sup> Kim 과 Huh<sup>(7)</sup>는 전단볼트의 파손에 대해 연구하였다. Cheong 등<sup>(8)</sup>은 풀림방지용 너트의 생산공정 중의 하나인 코킹 과정에서 균열이 없게 성형하는 방법에 대해 연구하였다.

본 연구에서는 체결 중 발생하는 전단 파손의 하나인 볼트 머리부의 파손에 대해 연구하였다. 볼트용 선재에 대해 전단 시험을 수행하여 전단 파손 기준을 마련하였다. 그리고, 설정된 기준에 근거하여 체결시 발생하는 머리부 파손을 해석하였다. 그리고, 비트의 깊이에 따른 해석을 통해 비트의 깊이가 최대 체결 토크에 미치는 영향과 머리부에 걸리는 응력을 분석하였다.

2. 전단 시험을 통한 파손기준 설정

해석 대상인 초소형 볼트의 소재는 SUS304 이다. 이 소재에 대한 전단파손 기준을 마련하기 위해 실험과 해석을 진행 하였다. 파손 기준은 ABAQUS<sup>(9)</sup>에서 사용되는 shear failure 값으로 하였다. 전단 시험으로 하중-변위 곡선을 구하고 해석에서 shear failure 값을 변경시키면서 해석한 결과와 비교하여 소재의 shear failure 값을 설정하였다.

2.1 실험 방법

Fig .1 은 실험에 사용한 Punch 와 Die 를 보여준다. 재질은 각각 SM45C T6 이고 열처리하였다. 시편으로 사용한 선재는 SUS304 이다. Table 1 은 소

재의 물성을 보여준다. 실험 진행은 Die 와 Punch 사이에 선재를 올려 놓은 후, Punch 로 선재가 파손 되는 지점까지 누른다. 이때 Punch 의 변위-하중 관계를 구하였다.

2.2 해석방법 및 모델링

해석은 파단까지 해석하기 위해 범용 해석프로그램인 ABAQUS/Explicit 를 이용하여 수행하였다. Fig. 2 는 실험을 해석 모델로 구성한 것을 보여준다. Die 아래면의 모든 방향 변위를 고정시키고, Punch 는 전단 방향을 제외한 변위를 고정시키고 전단 방향으로는 변위를 가하였다. Punch 는 강체로 모델링 하였고, Die 는 변형체로 설정하였다. 선재에 shear failure 의 값을 적용 하여 요소소진(Element erosion) 조건을 설정하고 해석하였다. 육면체요소(C3D8R)를 이용하여 이산화하였고 요소의 크기는 사전 해석을 통해 충분히 작게 하였다.

Table 1 Material properties of SUS 304

Young's modulus	Tensile strength	Yield stress	Poisson ratio
200 GPa	890 MPa	650 MPa	0.3



Fig. 1 Punch (left) and die (right) used in experiment

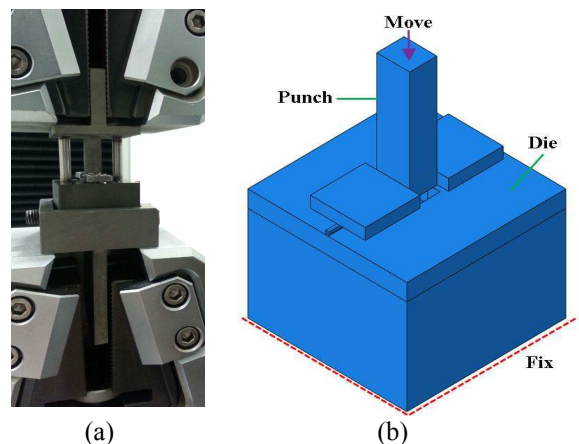


Fig. 2 (a) Experimental setup and (b) analysis model

2.3 해석결과

Fig. 3 은 전단시험 결과와 해석결과의 형상을 비교한 것이다. shear failure 의 값이 1.8 인 경우이다. 결과 비교는 Punch 변위 0.45, 0.60, 0.70 mm 일 때 형상을 비교하였다. 해석이 진행됨에 따라 요소 소진이 되면서 전단이 발생하는 것을 알 수 있다. 실험 형상은 가운데 부분이 비교적 직선 형태인데, 해석 결과는 곡률이 있다. 이것은 실험 형상은 탄성회복이 되었기 때문으로 생각된다. Fig. 4 는 shear failure 값에 따른 전단하중-변위 관계를 보여준다. shear failure 가 작아질수록 파손이 빨리 발생하는 것을 확인 할 수 있다. shear failure 의 값이 커질수록 요소소진이 늦게 발생하여, 최종 전단하중은 증가하고 전단까지의 변위도 증가한다. 시험결과와 해석 결과를 비교해 볼 때, shear failure

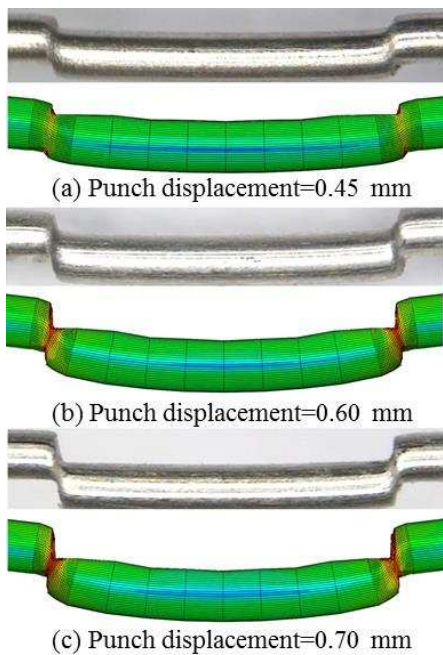


Fig. 3 Comparison of deformed shapes obtained by FEA with experiments

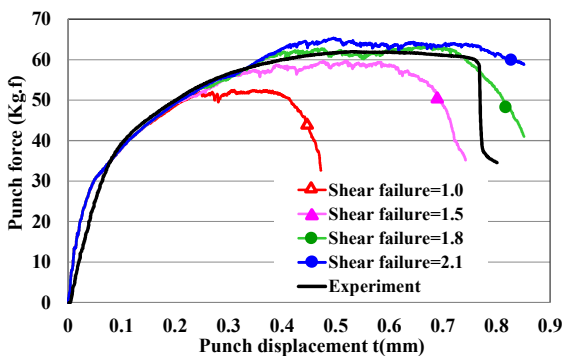


Fig. 4 Load-displacement curve for various values of shear failure

값이 1.8 일 때 가장 잘 맞는 것을 알 수 있다. 실험에서는 전단 지점에서 하중이 급격하게 감소하는데 비해서 해석 결과는 하중이 완만하게 감소한다. 해석에서 요소의 크기가 Punch 와 Die 의 틈새보다 충분히 작지 않기 때문으로 사료된다.

3. 볼트 체결 토크 해석

앞 장에서 설정한 전단 파손 기준에 기초하여 비트 깊이에 따라 볼트의 체결 토크를 해석하였다. 비트의 깊이 0.30, 0.35, 0.40, 그리고 0.45 mm 에 대해 해석하여 비트 깊이가 최대 체결 토크 및 파손에 미치는 영향을 분석하였다.

3.1 해석 모델링

볼트를 조일 때 발생하는 토크는 회전운동을 직선운동으로 바꾸어 인장축력이 발생하게 된다. 축력  $Q$  와 체결토크  $T$  와의 관계 형상과 마찰계수로 다음과 같이 계산된다.<sup>(10)</sup>

$$Q = \frac{2T}{d_p \cdot \tan(\rho' + \beta) + d_3 \mu_s} \quad (1)$$

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos(\alpha / 2)} = \tan(\rho') \quad (2)$$

식 (1)과 (2)에서  $Q$  는 볼트의 축 방향 인장력,  $T$  는 체결 토크,  $d_p$  는 나사 평균직경,  $\beta$  는 리드각,  $\rho'$  은 삼각나사의 등가 마찰각,  $d_3$  는 나사 머리부 평균 직경,  $\alpha$  는 나사산 각도,  $\mu$  는 나사산 부위 마찰계수, 그리고  $\mu_s$  는 볼트 머리부 마찰계수이다. 토크 60 N.mm 일 때, 식 (1)에 의해 계산된 축 방향 인장력  $Q$  는 302N 이다. 축 인장력은 체결 품과 볼트 헤드에 사이에 걸리게 된다. 이를 볼트 헤드와 체결품이 접하는 면의 압력(200 MPa)으로 계산하여 압력 경계조건으로 적용하여 체결력을 고려하였다.

Fig. 5(a)는 해석 모델의 개략도와 경계조건을 보여준다. 체결 드라이버 비트는 강체로 모델링하여 회전 변위를 가하였다. 볼트헤드 밑면의 압력은 체결력에 해당하는 압력을 가하였다. 볼트에서 대부분의 파손이 머리 부나 머리 부 근처의 나사에서 발생하기 때문에 볼트 전체를 해석하지 않고 그림과 같이 절단된 부분만 효율적으로 해석하였다. 그리고 절단된 면의 모든 변위를 고정하였다. Fig. 5(b)는 요소구조를 보여준다. 사면체(C3D4) 요소를 사용하였다. 응력이 크게 걸리고 파손이 예측되는 볼트 목 부분을 상대적으로 작은 요소로 이산화 하였다. 볼트의 파손은 shear failure 값을 1.8 을 적용하여 요소 소진법(Element erosion)을

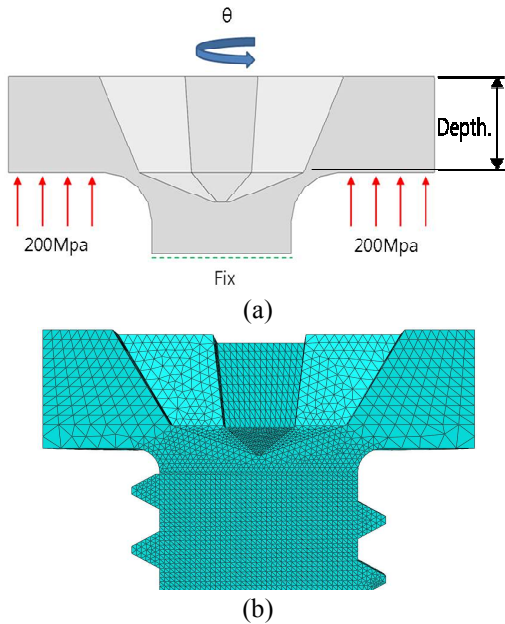


Fig. 5 (a) Schematic illustration of analysis model and (b) element discretization for Bolt

적용하여 해석을 하였다. 비트의 깊이 0.30, 0.35, 0.40, 그리고 0.45 mm에 대해 해석을 수행 하였다.

3.2 해석 결과

3.2.1 최대 체결 토크 예측

Fig. 6은 체결 토크 68 N.mm일 때 Bit 깊이에 비트 깊이에 따른 유효응력을 보여준다. 0.3mm일 때 응력 분포이다. 볼트 부분의 최외곽은 모두 소성 영역으로 들어갔음을 알 수 있고 가운데 부분만 탄성으로 남아 있음을 응력을 통해서 알 수 있다. 그리고 볼트 부분의 응력은 모두 비슷하게 분포하고 있다. 나사산 형상이 모두 같고 같은 토크가 가해졌기 때문이다. 그림에서 비트의 가장 깊은 곳과 나사산이 시작되는 부분 사이(Fig. 6에서 타원으로 표시한 부분)의 응력은 비트 깊이가 깊을수록 커짐을 알 수 있다. 이것은 비트와 볼트의 외곽부분 거리(Fig. 6에서 'q')가 비트 깊이가 클수록 작아지기 때문이다. 작은 폭에서 같은 토크를 지지하기 위해 응력이 크게 걸리는 것이다. 비트가 깊을수록 볼트의 목 부분에서 전단 파손이 일어나기 쉬움을 이 응력 분포를 통해서 알 수 있다.

Fig. 7은 머리의 목부에서 파손이 발생했을 때 유효응력 분포를 보여준다. 4가지 경우 모두 나사산이 시작되는 지점에서 파손이 시작되었음을 알 수 있다. 또한 파손이 시작된 왼쪽 아래 부분의 응력이 완화되었음을 알 수 있다. Fig. 6에 보인 68 N.mm인 경우와 같이, 비트의 깊이가 깊을 수

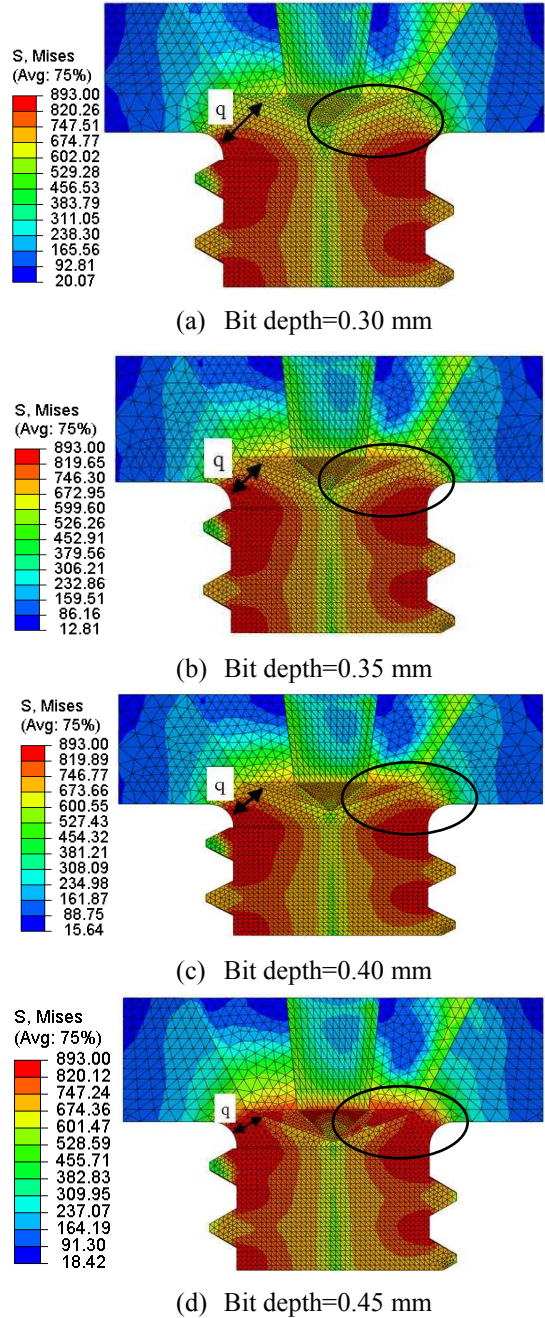
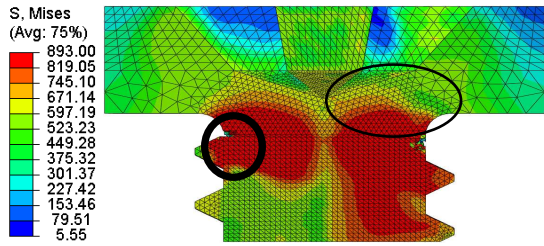


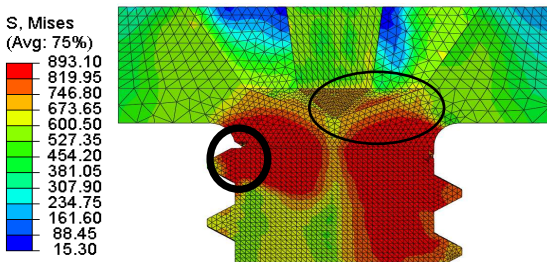
Fig. 6 Von-mises stress distributions for various bit depths when imposed torque is 68 N.mm

록 비트와 볼트 목부 사이(Fig. 7에서 오른쪽 타원 부분) 응력이 커짐을 알 수 있다. 이것은 비트 깊이가 깊을수록 체결이 계속됨에 따라 파손이 빠르게 진전할 수 있음을 의미한다.

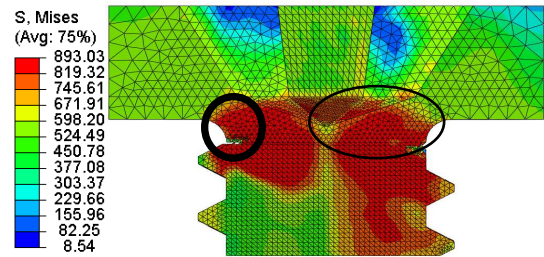
Fig. 8은 Bit 깊이별 토크-체결각도 그래프이다. 비트의 깊이가 0.30, 0.35 mm인 경우에는 회전각 88°에서 최대 체결토크가 78 N.mm이다. 비트 깊이가 0.40 mm인 경우에는 회전각 86°에서 최대 체결토크 75 N.mm가 예측되었고, 비트 깊이



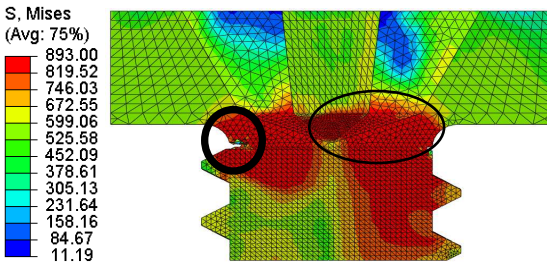
(a) Bit depth=0.30 mm



(b) Bit depth=0.35 mm



(c) Bit depth=0.40 mm



(d) Bit depth=0.45 mm

Fig. 7 Von-mises stress distributions for various bit depths just after fracture

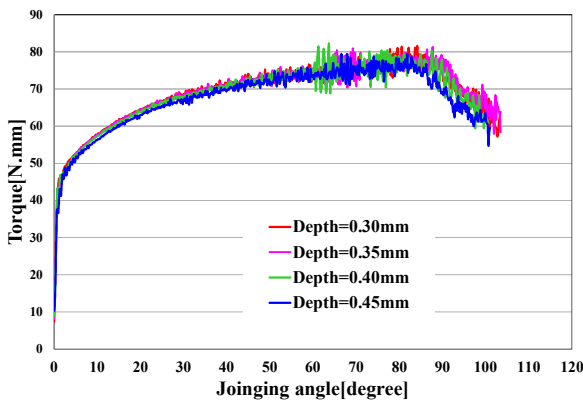


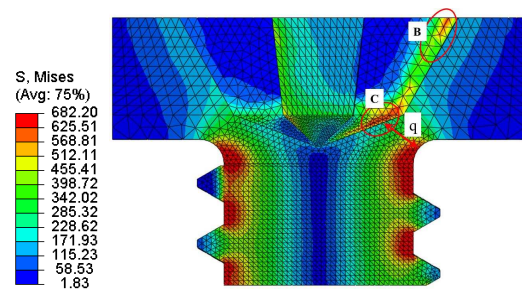
Fig. 8 Torque-angle relation for various bit depths

가 0.45 mm 인 경우에는 회전각 83° 에서 최대 체결토크 74 N.mm 가 예측되었다. 비트의 깊이가 0.30 또는 0.35 mm 인 경우에 최대 체결 토크가 78 N.mm 로 비트 깊이가 0.45 mm 일 때 74 N.mm 보다 5.4 % 높다. 비트 깊이가 더 깊어지면 최대 체결 토크는 더 작아질 것으로 예측된다. 이상의 체결 토크의 결과로 볼 때, 비트 깊이가 0.30 또는 0.35 mm 인 경우가 가장 좋다고 볼 수 있다. 하지만, 비트의 깊이가 낮아질수록 드라이버와 접촉되는 면적이 작아져서 체결에 문제가 발생할 수 있기 때문에 0.35 mm 가 가장 좋다고 판단할 수 있다.

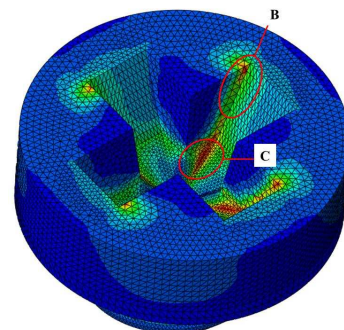
### 3.2.2 비트부 응력 분석

볼트 체결시 볼트의 목부 과단외에 비트부의 과단 및 과도한 소성변형도 체결에 문제가 될 수 있다. 그래서, 비트 부위의 응력을 분석하였다.

Fig. 9 는 소성변형이 발생하기 바로 전 상태에서 유효응력분포를 보여준다. 가해진 토크는 55 N.mm 이다. 볼트의 목부 외에도 비트의 코너 부 2 곳에서 응력이 크게 걸리는 것을 알 수 있다. 비트 파손을 분석하기 위해 Fig. 9 의 B 와 C 로 표시된 부분의 응력을 회전 각도에 따라 관찰하였다. 이 부분의 응력이 파손 및 과도한 소성변형에 의한 비트부의 뭉개짐을 유발할 수 있기 때문이다.



(a)



(b)

Fig. 9 Von-mises stress distributions for bit depth of 0.4 mm : (a) Sectional view and (b) full model view

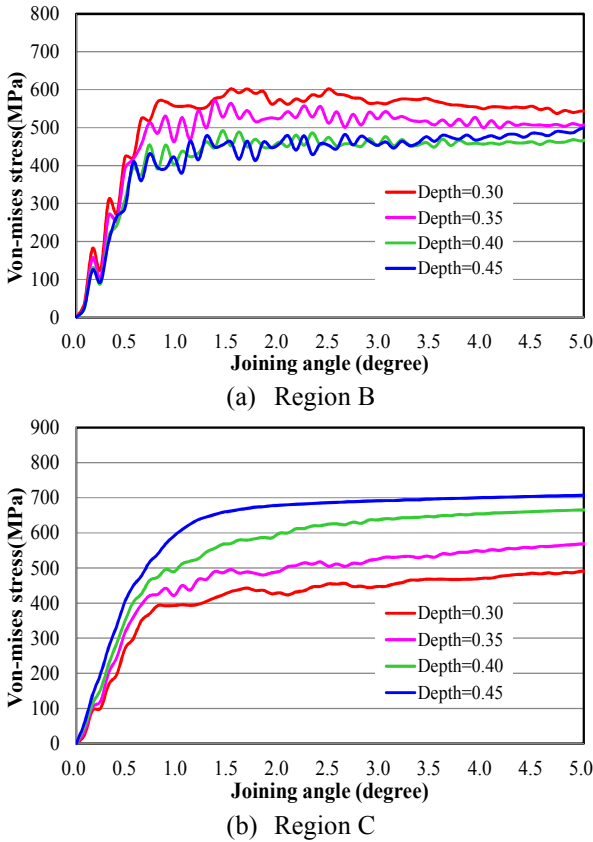


Fig. 10 Von-mises stress-angle curves for various bit depth for region A and C

Fig. 10(a)는 영역 B(Fig. 9에 표시됨)에서의 회전각에 따른 유효응력 변화를 보여준다. 회전각 1° 부근까지는 탄성변형 구간이고, 1° 이상에서는 소성영역으로 들어가서 기울기가 급격히 낮아지고 있다. 비트 깊이가 작을수록 소성영역에 빨리 들어가고 응력도 급격하게 증가함을 알 수 있다. Fig. 10(b)는 영역 C에서 회전각에 따른 유효응력을 보여준다. 비트의 깊이가 깊을수록 비트부와 목부 사이의 소재의 두께(Fig. 9(a)에서 q)가 작아져서 응력이 커지는 것으로 사료된다. 이상의 결과로 볼 때, 비트의 깊이가 깊어지면 볼트의 목부에서 파손이 빨리 발생하고, 비트의 깊이가 낮아지면, 비트의 B 영역에서 응력이 크게 걸림을 알 수 있다.

### 3. 결론

본 연구에서는 초소형 볼트에 대해 유한요소해석을 수행하여 비트 깊이가 최대 체결토크에 미치는 영향과 비트부위의 응력에 미치는 영향에 대해 파악하였고 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 볼트용 소재의 전단파손 기준을 설정하기 위해 소재를 이용하여 전단시험과 해석을 수행하

였다. 시험 결과와 해석 결과의 비료를 통해서 전단기준인 shear failure 값을 1.8로 설정하였다.

(2) 설정된 전단파손 기준을 이용하여 볼트 체결시 파손까지 체결을 해석하였다. 비트 깊이별 체결을 해석하여 최대 체결 토크를 얻을 수 있는 비트 깊이를 예측할 수 있었다. 또한 비트의 깊이가 깊어지면 볼트의 목부에서 파손될 가능성이 커지고, 비트 깊이가 낮아지면 비트부위의 응력이 커짐을 알 수 있었다.

### 후 기

본 논문(저서)은 산업통상자원부 산업기술혁신사업(우수기술연구센터사업)으로 지원된 연구임 (No.10045724).

### 참고문헌 (References)

- (1) Lee, J. M., Lee, M. U., Cho, S. K., Koo, M. H., Gimm, H. I. and Lee, T. H., 2009, "Strength Analysis of Bolt Joints for an Open Frame Structure," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 33, No. 8, pp. 819~825.
- (2) Lim, E.-M., Huh, N.-S., Shim, H.-J., Oh, C.-K. and Kim, H.-S., 2013, "Structural Integrity Assessment of High-Strength Anchor Bolt in Nuclear Power Plant based on Fracture Mechanics Concept," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 37, No. 7, pp. 875~881.
- (3) Jeong, H. S., Son, C. W., Cho, J. R. and Kim, T. H., 2013, "Study on Design of Coupling Bolt for Shaft in Power Plant," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 37, No. 5, pp. 707~713.
- (4) Monaghan, J. M., 1991, "The Influence of Lubrication on the Design of Yield Tightened Joints," *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, Vol.26, No.2, pp. 123~132.
- (5) Jiang, Y., Chang J. and Lee, C., 2000, "An Experimental Study of Torque-Tension Relationship for Bolted Joints," *International Journal of Materials and Product Technology*, Vol.16, pp. 417~429.
- (6) Choi, W. M., Kwon, T. S., Jung, H. S. and Kim, J. S. 2011, "Relationship between External Shape on Fracture Area and Dynamic Fracture Characteristic of Shear Bolt," *Trans. of the KSAE*, Vol. 5, pp. 2435~2443.
- (7) Kim, S. and Huh, H., 2008, "Crashworthiness Design of the Shear Bolts for Light Collision Safety Devices," *International Journal of Modern Physics B*, Vol. 22, pp. 5603~5608.
- (8) Cheong, W. Y., Park, T. W., Jung, S. P. and Chung, W. S., 2010, "Structure Optimization of a Nut for

Prevention of Bolt Loosening,” *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 34, No. 8, pp. 965~970.  
(9) ABAQUS, 2007, ABAQUS manual, Version 6.4,

Dassault Systemes.  
(10) Ugural, A. C., 2002, *Mechanical design*, McGRAW.Hill, New York, pp. 572~583.