

# 로크 너트의 풀림 방지 성능 향상을 위한 스프링의 최적 형상 설계

송 현 석\* · 정 원 선 · 정 도 현 · 서 영 교

자동차부품연구원

## Optimum Shape Design of the Spring to Improve the Loose-proof Performance of the Lock Nut

Hyunseok Song\* · Wonsun Chung · Dohyun Jung · Youngkyo Seo

KATECH, 74 Yongjeong-ri, Pungse-myeon, Cheonan-si, Chungnam 330-910, Korea

(Received 10 July 2009 / Accepted 26 August 2009)

**Abstract** : The combination of a bolt and nut is the element most widely used for connecting machines and structures. When a load is repetitively applied in the direction right angle to the bolt axis after the bolt and nut is fastened, the nut gradually becomes loose. To solve this problem, in this study, a new type of the loose-proof nut, called a lock nut, is developed. The lock nut is equipped with a spring, and the spring increases the axial force of the bolt. Then, the connection force between the bolt and nut is also augmented. Three dimensional finite element models for the bolt and spring are generated, and the change of the axial force of the bolt while the bolt is being inserted into the spring is analyzed using MSC/Marc, a commercial finite element program. Finally, the optimum shape of the spring is found according to the response surface analysis methodology. The optimization result is verified by comparing the variation of the axial force of the bolt when the bolt is inserted to the initial and optimized spring.

**Key words** : Loose-proof nut(풀림 방지 너트), Lock nut(로크 너트), Finite element model(유한 요소 모델), Response surface analysis methodology(반응 표면 분석법)

### Nomenclature

- E : modulus of elasticity, MPa
- $\nu$  : poisson's ration
- $\rho$  : density, kg/m<sup>3</sup>
- S : sum of squares
- $\phi$  : degree of freedom
- V : mean square
- F0 : F-value

는 볼트와 너트는 저렴한 비용으로 체결물의 완전 구속을 기대할 수 있는 효율적인 요소이다. 그러나 볼트-너트 체결물에 있어서 볼트-너트를 조인 후, 피 체결체에 볼트의 축 직각방향으로 연속적인 하중을 가하게 되면, 너트가 풀린다는 사실이 잘 알려져 있다.<sup>1)</sup> 이 너트 풀림 현상은 자동차 및 생산 설비 등 주로 진동이 발생하는 시스템에서 매우 빈번하게 발생하는 현상으로 모든 볼트-너트 결합체는 이러한 위험에 노출되어 있다.

볼트와 너트의 풀림에 관한 문제는 이전부터 연구되어 왔다. Izumi<sup>2)</sup> 등은 유한요소법을 이용하여 볼트의 체결과 풀림과정을 해석한 후 고전 역학 관계식에 기초한 이론식 및 실험을 통해 얻은 실험 결

### 1. 서론

기계계 또는 구조물의 체결요소로서 많이 사용되

\*Corresponding author, E-mail: songhs@katech.re.kr

과와 비교하였다. Zhang<sup>3)</sup> 등은 유한요소법을 이용하여 볼트-너트 체결물에 축직각 방향 하중이 가해질 때 너트가 스스로 풀리는 현상을 규명하였다. 그러나 이들 연구는 너트의 풀림 현상을 규명하는데 목적을 둔 이론적인 연구로서, 풀림 방지를 위한 실용적인 대책을 내놓고 있지는 못하다. 볼트-너트 풀림에 대한 현실적인 대책으로써, 적절한 볼트 축력을 유지시키기 위하여 볼트를 정기적으로 조여주는 방법이 사용되고 있다. 그러나 보통 한 기계 또는 구조물에 방대한 숫자의 볼트가 사용되기 때문에 이는 많은 수의 작업자를 필요로 하게 되고, 따라서 막대한 금액의 비용을 필요로 한다. 풀림 방지를 위한 또 다른 대표적 방법으로 톱니형 볼트와 와셔를 사용하는 것이 있다. 이는 톱니의 풀림 반발력을 이용한다. 그러나 이것을 이용하면 연성재료는 강하게 체결 되어질 수 있으나, 정밀도가 떨어진다는 단점이 있다.

최근 너트 자체의 풀림방지 기능을 강화한 다양한 풀림방지너트들이 해외 선진사를 중심으로 개발되어 시판 중에 있다. WINDSOR에서 개발한 NY LOCK은 너트내부에 고무 패킹(packings)을 삽입하여 볼트와 패킹간의 마찰력을 발생시켜 너트의 풀림을 방지한 제품으로 고무 제품의 특성상 열/화학적 변화에 매우 취약하고, 고무의 소성 변형으로 인해 재사용이 불가능 하다는 단점이 있다. 일본에서 개발된 HARD LOCK은 편심원리를 이용하여 두 개의 편심된 너트에 볼트를 삽입함으로써 볼트의 축력을 증대시킨 제품으로 조립공정이 불편하고, 너트의 테이퍼 진 부분이 상대적으로 취약하다는 단점이 있다. 이밖에 두 개의 톱니형 와셔를 덧댄 NORD LOCK 및 현재 KTX차량에 적용중인 VIB ROCK은 체결력이 상대적으로 떨어지고, 진동 내구성능에 있어서 구조적으로 취약하다는 단점을 가지고 있다.

이에 본 연구에서는 풀림 방지 너트에 대한 국내 독자 기술을 개발하고 및 세계 시장에서의 경쟁력을 확보하기 위하여 스프링을 삽입한 풀림방지용 로크너트(lock nut)를 개발하였다. 개발된 너트의 내부에는 스프링이 장착되어 있다. 볼트가 스프링에 결합되면서 볼트 내부의 축력이 증대되고, 따라서

볼트와 너트의 결합력이 더욱 증대되는 효과를 불러일으킨다. 본 논문에서는 로크너트의 풀림 방지 성능을 향상시키기 위하여 유한 요소 해석을 이용하여 로크 너트 내부에 장착된 스프링의 최적 형상을 설계하였다. 볼트 및 스프링에 대한 유한 요소 모델을 생성하였고, MSC/Marc를 이용하여 볼트가 스프링에 삽입될 때 볼트 내부의 축력 변화를 살펴보았다. 실험 계획법에 기초한 반응 표면 분석법<sup>4)</sup>을 이용하여, 볼트의 축력을 최대로 만들 때의 스프링의 최적 형상을 찾아냈다.

## 2. 로크너트의 개념

Fig. 1은 로크너트의 구조를 보여준다. 너트 내부의 공간(retainer)에 스프링이 삽입되어 있고, 스프링의 후크(hook)부가 너트의 외벽에 구속되어 스프링의 축방향 회전을 구속한다. 스프링의 피치는 볼트의 피치보다 크게 설정되어 있어서 볼트와의 결합시 볼트 피치만큼 압축된다. 이때 생성되는 스프링의 압축 반발력이 볼트의 축력을 증대시킨다. 한편 스프링 내경은 볼트의 외경보다 작아서 볼트와 결합시 스프링이 횡방향으로 팽창된다. 팽창된 스프링은 볼트에 횡방향 압축력을 가하게 된다. 따라서 스프링의 길이방향 압축 반발력과 횡방향 압축력에 의해 스프링과 볼트의 나사산 사이에 마찰력이 발생하게 되고, 마찰력은 볼트의 회전 반대 방향으로 반력토크(reaction torque)를 발생시켜서 볼트의 회전을 방해한다.

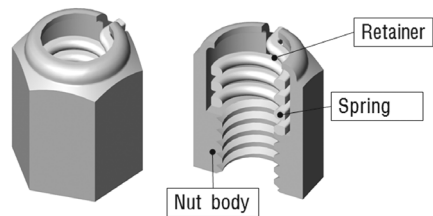


Fig. 1 Structure of the lock nut

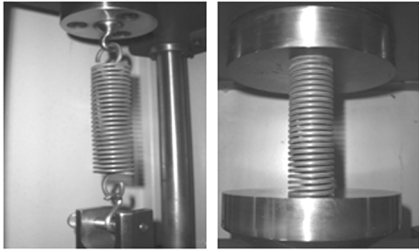
## 3. 스프링 · 볼트 유한요소 해석

### 3.1 스프링 인장/압축 실험

스프링은 형태 및 단면 형상, 열처리 방법에 따라 기계적 성질이 변화하는 특성을 갖고 있기 때문에



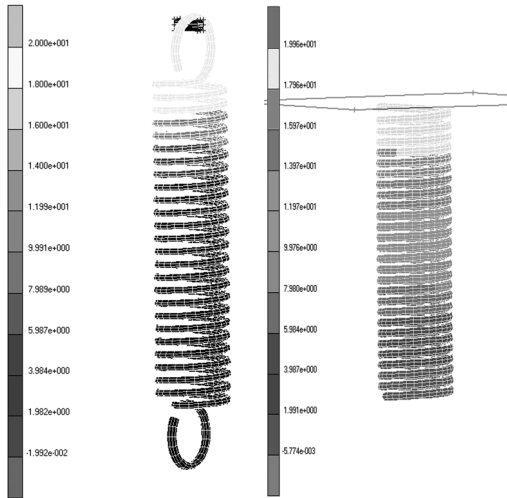
(a) Tensile test machine



(b) Tensile test

(c) Compression test

Fig. 2 Tensile and compression test of the spring



(a) Tensile simulation

(b) Compression simulation

Fig. 3 Tensile and compression simulation result

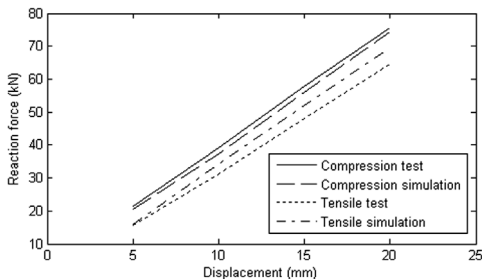


Fig. 4 Comparison of the spring test results

유한요소 해석을 위한 물성치를 찾아내기가 매우 어렵다. 본 연구에서는 스프링의 정확한 물성치를 찾아내기 위하여 Fig. 2와 같이 스프링 인장/압축 실험을 실시하였고, 스프링을 일정한 길이만큼 인장 또는 압축할 때 발생하는 반발력을 시뮬레이션 결과와 비교하였다.

Fig. 3는 인장 및 압축 시뮬레이션 결과를 보여준다. 실험과 동일한 상황을 구현하기 위하여 스프링의 하단부를 고정시킨 상태에서 스프링의 상단부에 강체 원통(rigid cylinder)과 강체 평면(rigid plate)을 생성한 다음 유한 요소 모델과 강체 모델 사이에 접촉조건을 부여하였고, 강체 모델에 강제 변위를 가했을 때 발생하는 수직 방향 접촉 반발력(contact normal force)를 측정하였다. 스프링의 원래 재질인 피아노선의 물성치( $E=205, \nu=0.3, \rho=7850$ )<sup>5)</sup>를 기본으로 한 상태에서 실험 결과와 비슷한 해석 결과를 내는 스프링의 적정 물성치를 찾아냈고, 구체적인 수치는 Table 1에 나타나 있다. Fig. 4는 실험 및 해석 결과 얻은 스프링의 변위에 따른 반력을 보여준다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이 해석 결과와 실험 결과가 비슷한 수준을 보이고 있으므로, 적절한 스프링의 물성치를 찾았고 또한 MSC/Marc를 이용한 유한 요소 해석이 신뢰성이 있음을 알 수 있다.

### 3.2 스프링 - 볼트 유한요소 해석

Fig. 5는 볼트 및 스프링에 대한 유한요소 모델 및 해석을 수행하기 위해 적용한 구속 조건을 보여준다. 본 연구에서는 M12×P1.75의 표준 규격 볼트를 사용하였다. Table 1은 유한 요소 모델의 물성치를 보여준다. 볼트는 강철(Steel)로 설정하였고, 스프링의 물성치는 3.1절서 얻은 결과를 사용하였다. 경계 조건으로 볼트와 스프링 사이에 접촉 조건을 부여하였고, 마찰계수는 0.1로 설정하였다. 볼트의 회전과 축방향 수직 이동을 위해 볼트의 머리부의 중심에서 수직방향으로 15mm 떨어진 지점에 기준 절점(reference node)를 생성하였고 볼트 머리부의 절점들과 강체 빔(rigid beam)요소로 연결한 후 기준 절점의 수직 방향 이동과 회전을 제외한 모든 자유도를 구속하였다. 볼트의 피치가 1.75이므로 볼트가 1회전할 때 1.75mm 전진하도록 기준 절점에 강제 이

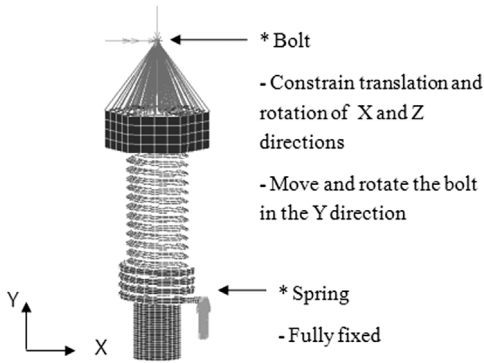


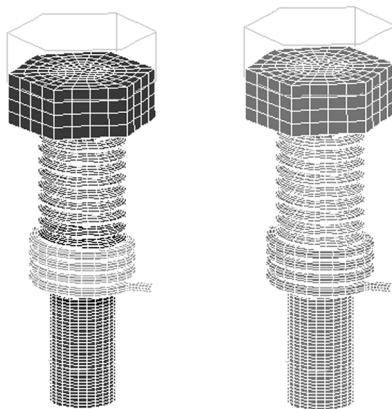
Fig. 5 Boundary conditions

Table 1 Material properties of bolt & spring

Part	E	$\nu$	$\rho$
Bolt	207	0.3	7850
Spring	202	0.275	7500

동 조건을 부여하였다. 스프링은 후크부를 완전 구속 하였다. 해석에는 3차원 8절점 육면체 요소를 사용하였으며, 이때 볼트모델의 요소수는 14864개, 스프링은 2744개이다.

Fig. 6의 (a)와 (b)는 해석 결과 얻은 스프링의 y방향 변위와 볼트의 축력변화를 보여준다. 볼트가 삽입됨에 따라 스프링이 길이방향으로 압축됨과 동시에 볼트 및 스프링에 축방향 응력이 발생함을 알 수 있다. Fig. 7은 시간에 따른 볼트의 축력을 보여준다. Fig. 6과 Fig. 7에서 볼 수 있듯이 볼트가 스프링과 결합될 때 스프링이 볼트의 피치에 맞춰 압축되고



(a) Displacement of the spring (b) Axial force of the bolt

Fig. 6 Simulation results

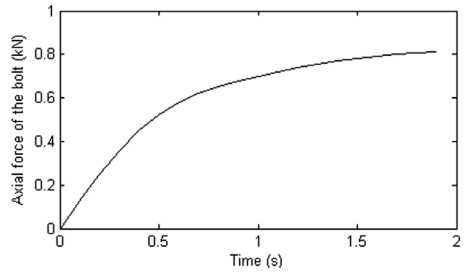


Fig. 7 Change of the axial force of the bolt

있으며, 볼트에 작용하는 축방향 반력(axial reaction force) 또한 증대되고 있음을 알 수 있다.

#### 4. 스프링 형상 최적화

Fig. 8은 스프링 형상 최적화를 위해 설정한 설계 변수를 보여준다. Fig. 8에서  $L_1$ 은 스프링 피치,  $L_2$ 는 스프링 외경,  $r$ 은 스프링 단면의 반경,  $d$ 는 스프링 단면의 길이이다. Table 2는 공학적 토론(engineering discussion)을 거쳐 산출된 각 설계변수들의 수준에 따른 값을 보여준다. 최적화를 위한 목적함수는 볼트가 스프링에 삽입될 때 볼트에 작용하는 축력의 최대화로 설정하였다. 본 연구에서는 설계 변수와 반응변수와의 관계를 수학적으로 모델링하기 위하여 반응표면 분석법을 이용하였다. 적은 횟수의 실험으로 목적함수를 추정하기 위하여 중심합성 실험 계획표<sup>4)</sup>를 사용하였고, Table 2에서 보는 것과 같이 3수준 설계변수가 4개 이므로 총 25회의 실험을 실시하였다. 실험 계획표와 실험결과를 토대로 최소 제곱법을 이용하여 2차의 회귀 모형 함수식을 유도하였고 형태는 식 (1)과 같다.

$$\begin{aligned}
 y = & 35.31 + 1.48L_1 - 2.23L_2 + 0.13r \\
 & + 2.35d + 0.001L_1^2 - 5.332L_2^2 + 5.12r^2 \\
 & + 3.22d^2 + 0.125L_1L_2 + 3.25L_1r - 3.25L_1d \\
 & + 2.31L_2r - 2.39L_2d + 1.23rd
 \end{aligned} \tag{1}$$

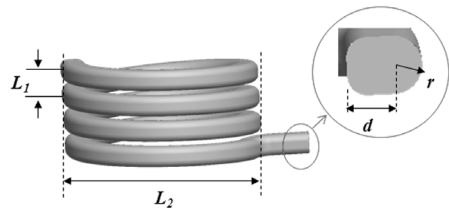


Fig. 8 Design parameters of the spring

Table 2 Design parameters of the optimization

Design parameter	Min (-1)	Mid (0)	Max (+1)
L <sub>1</sub> (mm)	1.8	2.2	2.6
L <sub>2</sub> (mm)	14	14.5	15
r (mm)	0.725	0.8	0.875
d (mm)	1.15	1.2	1.25

Table 3 ANOVA table

Factor	S	φ	V	F0	F(0.01)
Model	559.77	4	139.94	723.5	4.43
Error	3.8684	20	0.19342		
Sum	563.64	24			

Table 4 Optimization result

Design parameter	Current	Optimized
L <sub>1</sub> (mm)	2.2	2.35
L <sub>2</sub> (mm)	14.5	14.1
r (mm)	0.8	0.82
d (mm)	1.2	1.25
The maximum axial force of the bolt (kN)	0.82	1.05 (28% ↑)

식 (1)에서 변수들의 앞에 있는 계수들의 절대값은 각 설계변수들이 특성치, 즉 볼트 축력 변화에 미치는 민감도의 크기를 나타낸다. 식 (1)에서 보면  $d > L_2 > L_1 > r$ 의 순으로 볼트의 축력 변화에 영향을 끼치고 있음을 알 수 있고, 특히  $L_2$ 의 경우 계수가 음수이기 때문에  $L_2$ 가 증가할 경우 볼트의 축력이 감소될 것으로 예상된다. 도출된 회귀 모형 함수의 검증을 위해 분산 분석<sup>4)</sup>을 실시하였다. Table 3은 분산 분석표를 보여준다. Table 3에서 F0는 실험 결과에 의해 얻어지는 값이고, F(0.01)은 설계 변수의 개수와 수준에 따라 문헌에서 주어지는 값이다. Table 3에서 볼 수 있듯이  $F0 > F(0.01)$ 이므로 도출된 모형 함수는 유의수준 1% 한도 내에서 신뢰성을 갖는다.<sup>6)</sup> 따라서 추정된 모형함수가 설계 변수와 시스템의 성능간의 관계를 잘 조사하고 있다고 결론 내릴 수 있다.

추정된 모형함수를 최소화 시키는 설계 변수들의 값을 찾아내기 위해 Sequential Quadratic Programming(SQP) 방법<sup>7)</sup>을 이용하였다. 최적화 결과 Table 4와 같이 목적함수를 최소화시키는 설계 변수들의

값을 얻었고, 최적화 이후 볼트의 축력이 약 28% 증가하였으므로 최적화가 성공적으로 이루어졌음을 알 수 있다.

## 5. 결론

본 연구에서는 로크 너트의 풀림 방지 성능을 향상시키기 위하여 볼트와 결합되어 볼트의 축력을 증대시키는 역할을 하는 스프링의 최적 형상을 찾아냈다.

- 1) 스프링에 대한 인장/압축 시험을 실시하여 얻은 실험결과를 같은 조건에서 수행한 유한 요소 해석 결과와 비교함으로써 해석에 사용될 스프링 모델의 신뢰성 있는 물성치를 확보하였다.
- 2) 스프링 형상에 대한 4개의 설계변수를 선정하였고, 반응표면 분석법을 이용하여 스프링과 결합될 때 볼트의 축력이 최대가 되도록 하는 스프링의 최적 형상을 찾아냈다.
- 3) 최적화된 스프링과 결합한 볼트의 축력이 이전의 보다 약 28.6% 증대되었으므로 반응표면 분석법을 이용한 최적화가 성공적으로 이루어졌음을 알 수 있다.

본 연구에서 개발한 너트를 활용하면, 일반 너트보다 진동 및 충격에 대하여 너트의 풀림량이 훨씬 적기 때문에 자동차, 생산 기기, 구조물, 교량, 철도 등 여러 산업 분야에서 광범위하게 사용될 수 있을 것으로 기대된다.

## References

- 1) T. Sawa and Y. Shoji, Analytical Research on Mechanism of Bolt Loosening due to Lateral Loads, Hard Lock Technical Reports, 2006.
- 2) S. Izumi, T. Yokoyama, A. Iwasaki and S. Sakai, "Three-dimensional Finite Element Analysis on Tightening and Loosening Mechanism of Threaded Fastener," Engineering Failure Analysis, Vol.12, No.4, pp.604-615, 2005.
- 3) M. Zhang, Y. Jiang and C.H. Lee, "Finite Element Modeling of Self-loosening of Bolted Joints," Transactions of the ASME, Vol.129, No.2, pp.218-226, 2007.
- 4) S. Jung and T. Park, "Development of the

- Optimization Design Module for a Brake System,” Transactions of KSAE, Vol.16, No.3, pp.166-171, 2008.
- 5) SAE Spring Committee, Spring Design Manual, second edition, AE-21, Society of Automotive Engineers, Inc., 1996.
  - 6) S. Park, Understanding of Design of Experiments, Minyoungsa, Seoul, Korea, 2005.
  - 7) N. Vanderplaats, Numerical Optimization Techniques for Engineering Design with Applications, McGraw-Hill, San Francisco, 1984.