

# 압입축의 파손 저감을 위한 설계 방법에 대한 연구

변성광\*, 최하영\*, 이동형\*\*.#

\*동양미래대학교 기계공학부, \*\*한국철도기술연구원 차량핵심기술연구팀

## Design Method to Reduce the Press-Fitted Assembly Dama

Sung-Kwang Byon\*, Ha-Young Choi\*, Dong-Hyung Lee\*\*.#

\*Dept. of Mechanical Engineering, Dongyang Mirae UNIV., \*\*Railroad Vehicle Core Technology Research Team, Korea Railroad Research Institute

(Received 25 February 2021; received in revised form 12 April 2021; accepted 16 April 2021)

### ABSTRACT

A press-fitted shaft is an essential part used in industrial machines, and it is generally used to transmit large quantities of power. Very high contact pressure occurs at the end parts of the contact between the shaft and boss, which are press-fitted shaft components. Such contact pressure not only damages the contact surface of a press-fitted shaft but also reduces its fatigue strength. To improve a press-fitted shaft's fatigue strength, the contact pressure on the contact surface, which directly affects the fatigue strength, should be minimized. Thus, in this study, the design configuration optimization of the end part of the boss was based on the approximate optimization method and was aimed at minimizing the contact pressure at the end of a press-fitted shaft. Comparison of the contact pressure and the contact stress of a conventional press-fitted shaft with those of the optimized press-fitted shaft showed that the boss design of the optimized press-fitted shaft effectively improved the fatigue life.

**Key Words :** Contact Pressure(접촉압력), Press-Fitted Shaft(압입축), Finite Element Method(유한요소해석법), Design of Experiment(실험계획법)

## 1. 서 론

산업분야에서 압입축(press-fitted assembly)은 일반적으로 많이 사용되고 있으며, 매우 중요한 부품이다. 압입축은 축과 보스의 억지끼워맞춤으로 조립되어 있고 토크와 다양한 하중이 작용하고 있다.

축과 보스 사이의 접촉부 끝단에는 매우 높은 접촉압력이 발생한다. 압입축에 반복적으로 하중이 작용하면 접촉부에 프레팅(fretting)이 발생하게 된다. 프레팅은 압입된 접촉부 사이의 미소상대이동으로 발생하는 피로유형으로 접촉면을 손상시키고 피로강도를 크게 감소시킨다. 압입축은 철도차량의 윤축(Wheelset)에도 사용되고 있으며, 축이 손상될 경우 대형사고로 이어질 수 있다. 철도 차량의 차축과 다양한 축의 손상을 방지하기 위한 연구가 많이

# Corresponding Author : [dhlee@krri.re.kr](mailto:dhlee@krri.re.kr)  
Tel: +82-31-460-5246, Fax: +82-31-460-5814

진행되고 있다.<sup>[1-5]</sup> 특히, 압입축의 파손 위험을 줄이기 위해서 압입축의 피로 강도에 대한 연구가 많이 진행되었다. Alfredsson<sup>[6]</sup>은 프레팅의 실험적 검증에 대한 연구를 수행하였고, Peterson과 Wahl<sup>[7]</sup>은 접착 끝단면에 응력집중을 완화시켜 피로강도를 향상시키기 위해 보스 끝단부에 Groove를 만들어 주는 방법을 제안하였다. Nishioka와 Komatsu<sup>[8]</sup>는 압입축 끝단에 돌출되어 있는 보스 형상을 이용하여 압입축의 피로한도를 증가시키는 방법을 제안하였고, Biron 등<sup>[9]</sup>은 접착부와 필렛부의 수명을 최대화하고 무게를 최소화하는 최적화 방법을 제안하였다. Lee 등<sup>[10]</sup>은 보스 접착 끝단에 테이퍼 형상과 피로수명의 관계에 대한 연구를 수행하였다.

형상변화와 피로수명과의 연구는 축과 보스가 접촉하는 보스부의 외경부분의 형상을 실험적으로 연구하였기 때문에 많은 비용이 발생하고, 다양한 조건에 대한 데이터를 획득하기 어렵다. 따라서 압입축의 손상이 저감되도록 축과 보스가 접촉하는 보스부 외경부분의 형상을 해석적으로 최적설계하는 방법을 구축할 필요가 있다.

본 연구에서는 압입축에 굽힘하중이 작용할 때 축과 보스 사이에 발생하는 접촉압력이 최소화되도록 보스부 외측 끝단의 형상을 최적화하였다. 유한요소해석을 통하여 압입 시험편에 압입시와 굽힘하중이 작용하는 경우에 대해 접촉압력과 접촉응력을 계산하였다.

압입축 접착부 끝단의 접촉압력이 최소화되도록 최적 보스 끝단의 형상을 근사최적화방법을 이용하여 도출하였다. 그리고 기존 형상의 압입축과 최적화한 압입축의 접촉압력과 접촉응력을 비교하여 최적화 방법의 타당성을 검토하였다.

## 2. 압입축의 해석 및 설계 방법

### 2.1 유한요소 해석

본 연구의 해석모델은 프레팅 피로시험에 사용하는 압입 시험편을 대상으로 하였다.<sup>[1]</sup> 해석모델인 압입 시험편의 형상은 Fig. 1과 같으며, 보스(boss)와 축(shaft)으로 구성되어 있다. 축의 길이는 210 mm, 압입부의 지름은  $\phi 16$  mm이고, 보스의 바깥 지름  $\phi 40$  mm, 폭 30 mm이다.

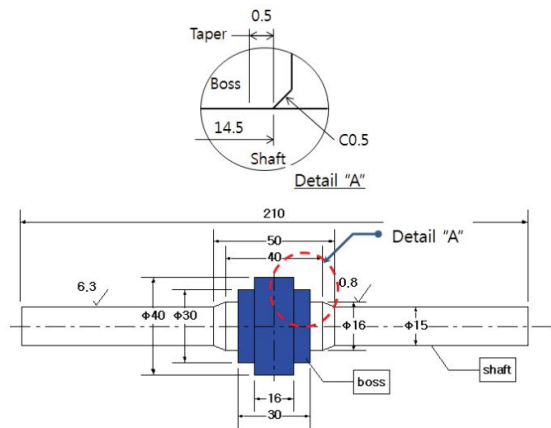


Fig. 1 Assembly of press-fitted shaft components

압입 시험편이 압입시와 굽힘하중이 작용하는 경우 접착부의 접촉압력과 응력을 유한요소해석하였다. 사용된 유한요소해석 프로그램은 ABAQUS이며, 이 상용 프로그램은 비선형 수치해석에 많이 사용되고 있다. 접착영역 끝단에서 미세슬립이 발생하여 축과 보스 사이의 접촉 압력 분포가 급격히 변화하므로 축과 보스 사이의 접착부 끝단의 접촉압력 분포를 정확하게 확인하기 위해 요소의 크기를 조밀하게 생성하였다. Fig. 2는 Fig. 1의 A부분의 조밀한 요소분할을 보여주고 있으며, 접착부 끝단의 최소 요소의 크기는 해석시간과 해석결과를 고려하여 약 0.015 mm로 하였다.

해석모델은 3차원 솔리드 형상으로 압입하중과 굽힘하중을 동시에 작용하도록 하여 접촉해석을 할 때 많은 해석비용이 필요하기 때문에, 해석비용이 현저히 저렴하고 비대칭 변형을 모사할 수 있는 비대칭-축대칭요소 (Bilinear Asymmetric - Axisymmetric Element) 를 사용하여 유한요소모델링을 하였다. 축과 보스 부분은 비대칭-축대칭요소(CAXA4R4) 요소를 사용하였고 축과 보스의 접착영역 모델링은 미끄럼 접착 요소 (Axisymmetric Slide Line Element)와 Slide Line으로 하였다.

압입축의 축과 보스의 탄성계수 (Young's Modulus)는 207,000 MPa, 푸아송비 (Poisson's Ratio)는 0.3으로 하였다. 축과 보스 사이의 접착면 사이의 마찰계수는 일반적으로 윤활이 없을 경우 금속간 접촉시 마찰계수는 0.5~0.8이고, 기존연구를 참

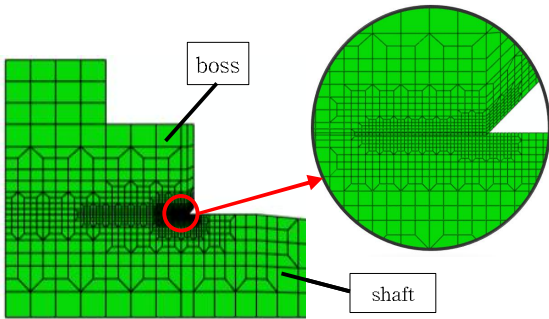


Fig. 2 Mesh used for the finite element analysis

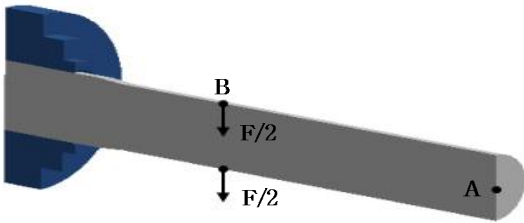


Fig. 3 Boundary and loading conditions

고하여 0.6으로 하였다<sup>[11]</sup>. 기존연구와 비교를 위해 압입축에 발생하는 압력을 공칭접촉압력으로 표현하였다. 접촉면의 간섭량은 Lee 등<sup>[1]</sup>의 논문과 동일하게 Lamé의 공칭접촉압력 90.0 MPa로 하였다.

피로시험편의 공칭 굽힘응력이 압입 시험편의 프레팅 피로한도 130.0 MPa이므로 이 하중을 굽힘하중으로 하였다.<sup>[2]</sup> 축에 작용하는 공칭굽힘응력은 아래식과 같이 계산할 수 있다. 압입후 축의 굽힘응력은 이론적으로 계산이 어렵기 때문에 유한요소해석을 통하여 수행하였다.

$$\sigma_b = \frac{M}{Z} = \frac{M}{\frac{\pi d^3}{32}} \quad (1)$$

$$M = \frac{W}{2} \times \frac{(l-l_1)}{2} \quad (2)$$

$\sigma_b$  : 최대굽힘응력,  $M$  : 굽힘모멘트,  $Z$  : 단면계수,  $l$  : 축의 길이,  $l_1$  : 하중 거리,  $W$  : 하중,  $d$  : 중실 축 지름

경계조건으로 Fig. 3에서 축의 끝단 위치 A를 고정하고, 집중하중을 위치 B에 설정하였다.

## 2.2 압입축의 형상 설계 방법

압입축의 형상 최적 설계 과정은 Fig. 4와 같다. 첫 번째 과정은 압입축 형상 변화에 따라 변화하는 접촉압력값을 얻을 수 있도록 유한요소해석 모델을 모델링한다. 그리고 압입축 형상의 최적 설계를 위한 설계변수를 정의하고 실험계획법을 이용하여 설계변수에 따른 유한요소해석의 접촉압력 해석결과 데이터를 획득한다. 획득한 데이터를 이용하여 근사모형을 생성하고, 이 근사모형을 이용하여 최적화 알고리즘에 적용하여 압입축 형상을 최적 설계한다. 이와 같이 근사 최적설계 방법은 실험이나 유한요소해석 등을 수행하여 최적화하는 방법보다 시간비용을 많이 줄일 수 있기 때문이다.

데이터 획득을 위해 실험계획법 중 완전요인배치법(Full-Factorial Design)를 이용하였다. 완전요인배치법은 실험계획법 중 대표적인 방법으로 모든 조건에 대해 실험을 수행하는 방법이다.<sup>[12]</sup> 근사모형을 구축하기 위해 반응표면법(Response Surfaces Method)을 이용하였으며, 반응표면법은 다수의 요인들의 복합적인 작용으로 반응변수에 영향을 주는 경우, 반응의 변화를 통계적으로 분석하는 방법으로 공학분야에서 검증되어 폭넓게 사용되고 있다.<sup>[13]</sup> 최적화를 위해 사용된 알고리즘은 유전자 알고리즘(Genetic Algorithm)이며, 유전자 알고리즘은 우수한 유전자를 가진 개체가 우수한 후손을 생성한다는 것이다.<sup>[14]</sup> 이 원리를 이용하여 유전자를 변화시켜 우수한 유전자를 찾아내는 것으로, 매개변수의 군을 이용하여 최적화를 하고 세대 내 개체들에서 우수한 개체를 동시에 찾아낸다. 따라서 유전자 알고리즘은 국소 최적화 값에 빠지지 않고 전역 최적화 값을 찾을 수 있는 장점을 가지고 있다.

설계변수는 Fig. 5와 같이 보스부 끝단의 두께  $t$ 와 길이  $x$ 로 하였다. 변수의 범위는 두께  $t$ 를 0.20 mm ~ 1.40 mm, 길이  $x$ 는 1.25 mm ~ 2.00 mm이고, 완전요인배치법에 두께  $t$ 는 7수준, 길이  $x$ 는 5수준으로 적용하였다.

Fig. 6과 Fig. 7은 각각 두께  $t$ , 길이  $x$ 의 주효과를 나타내고, Fig. 8은 두께  $t$ 와 길이  $x$ 의 교호작용을 나타내고 있다. Fig. 6에서 접촉압력은 두께  $t=0.40$  mm일 때 가장 낮았으며, Fig. 7에서 길이  $x=3.0$  mm일 때 가장 낮은 것을 확인할 수 있다.

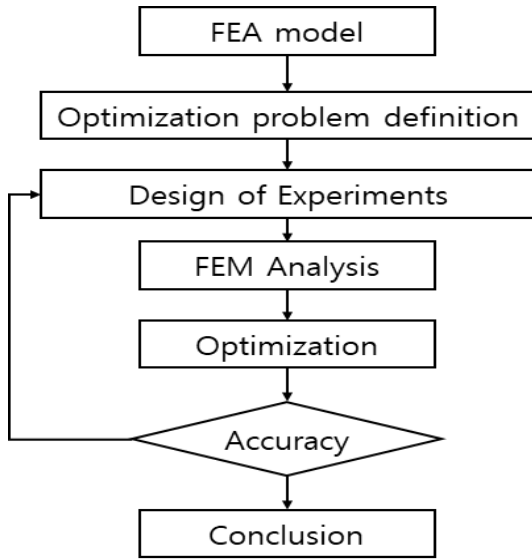


Fig. 4 Flow chart of the approximate optimization

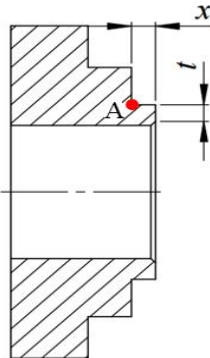


Fig. 5 Design variables of the boss

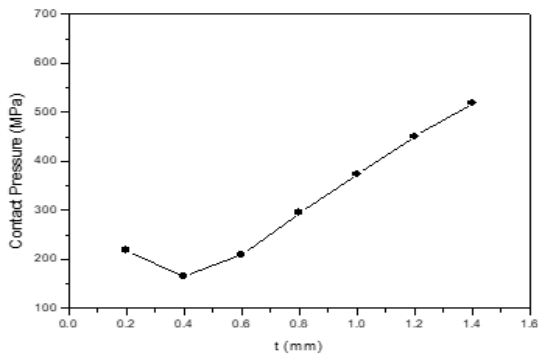


Fig. 6 Main effects on thickness

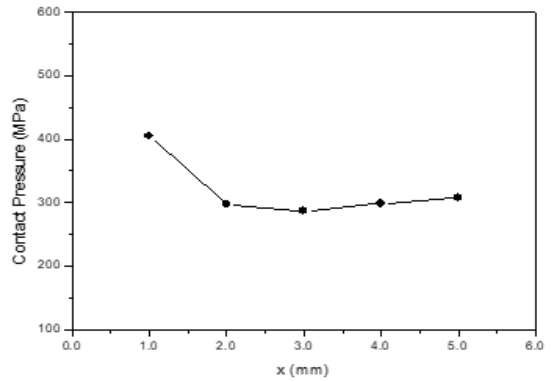


Fig. 7 Main effects on length

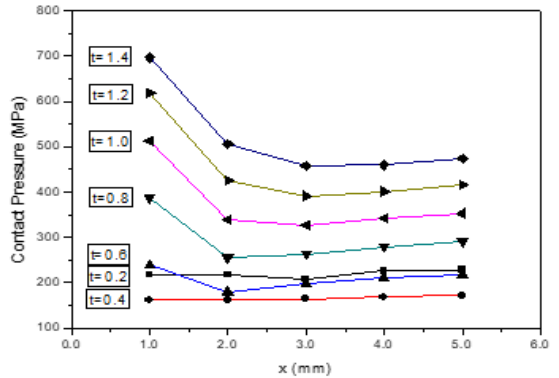


Fig. 8 Interaction effects on thickness and length

Fig. 8에는 두께  $t$ 가 길이  $x$ 에 따라 접촉압력이 변화하는 것을 나타내었다.

압입하중과 굽힘하중을 동시에 가한 후 압입측의 접촉압력과 최대응력의 근사화는 반응표면법을 이용하였다. 수정  $R^2$ 이 각각 0.95, 0.92이며, 이 근사 모델은 유한요소 결과값에 대해 근사모델의 결과값을 유사하게 산출하였다. 최적설계 알고리즘은 국소 최적화 값에 빠지지 않고 전역 최적화 값을 찾을 수 있는 유전자 알고리즘을 이용하였으며, 인구수 100, 세대수 200, 교배율 30%, 변이율 10%로 설정하였다. 최적설계의 정식화는 아래와 같이 압입하중과 굽힘하중이 동시에 작용하는 경우 접촉압력이 최소화하도록 정의하였다. 예비해석 결과에서 최적화 보스형상의 최대 응력이 Fig. 5 A부분에서 발생하였으므로, 이 위치에 과도한 응력 집중이 발

생하지 않도록 보스부 응력을 제한조건으로 추가하였다. 보스부 응력은 근사화의 오차를 고려하여 피로한도 259.0 MPa의 90%인 233.1 MPa이하로 설정하였다.<sup>[1]</sup>

Minimize  $F_{\text{contact pressure}}$   
 Subject to  
 $g = \text{stress of boss} \leq 233.1 \text{ MPa}$   
 Range of design variables  
 $0.20 \text{ mm} \leq t \leq 1.40 \text{ mm}$   
 $1.00 \text{ mm} \leq x \leq 5.00 \text{ mm}$

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 압입축의 유한요소해석 결과

기존 압입축에 압입시 접촉압력 분포를 해석한 결과를 Fig. 9에서 보여주고 있다. Fig. 9에서 y축은 접촉압력을 공칭 접촉압력으로 나누어 무차원화하고, x축은 접촉위치를 접촉길이(14.5 mm)로 나누어 표시하였다. 축과 보스 사이에 압입시 접촉부의 끝단에서 미세슬립과 집중하중이 발생하기 때문에 공칭접촉압력의 약 4배의 접촉압력이 발생한다. 압입축에 굽힘하중이 작용할 경우에는 공칭접촉압력의 약 11배의 접촉압력이 발생한다. 굽힘하중이 작용했을 때의 접촉압력이 압입시에 약 2.6배 더 높게 나타났다. 굽힘하중이 작용했을 때의 접촉응력 분포는 Fig. 10과 같으며, 압입축의 접촉부 끝단에서 더 높은 접촉압력이 작용하기 때문에 이 부분에서 압입축의 손상이 발생할 위험이 크다는 것을 알 수 있다.

#### 3.2 압입축의 최적설계 결과

압입축 보스 형상을 최적화한 결과는 Table 1과 같으며, 두께 t가 0.97 mm, 길이 x는 3.33 mm일 때 접촉 압력은 321.6 MPa이다. Fig.6에서와 같이 보스부의 두께 t가 0.4 mm인 부분에서 접촉압력이 낮은 값을 가지지만 보스부의 형상이 급격히 변화하는 부위에서 피로한도 제한조건을 만족하지 못하였다. 이와 같이 접촉부 끝단이 얇은 보스가 응력집중을 완화시키는 것이 가능하지만, 보스의 형상변화 위

치에 응력집중이 발생할 가능성이 커질 수 있으므로 설계시 이 부분의 고려가 필요하다.

보스 형상을 최적화한 압입축의 압입시 접촉압력 분포와 굽힘하중이 작용하고 있을 때의 접촉압력 분포는 Fig. 11과 같다. 최적화 형상의 압입축을 적용한 경우의 최대 접촉압력은 기존 형상 압입축을 적용한 경우에 비해 Table 1에서와 같이 약 69%가 감소되었다.

축의 접촉부분에서 발생한 최대 응력(von Mises)은 최적화 압입축의 경우 338.9 MPa이고, 기존 압입축의 경우는 976.3 MPa이었으며, 약 65%가 감소되었다. 기존 압입축에서는 매우 큰 최대접촉응력이 발생하고 있으며, 이 영역에서 피로와 마모가 발생하고 이와 같은 응력집중이 프레팅 피로의 원인이 됨을 알 수 있다.

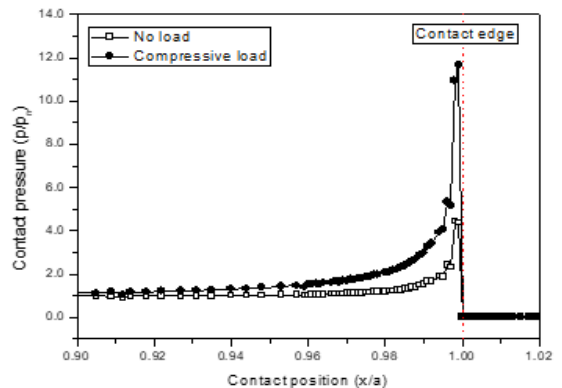


Fig. 9 Comparison of contact pressure for the original boss

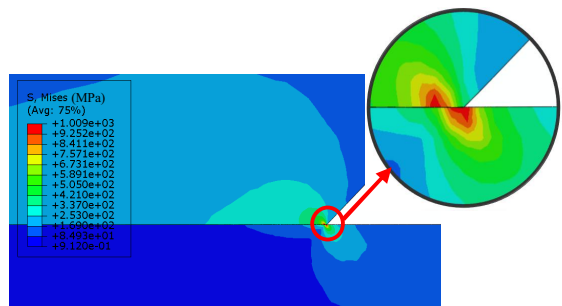
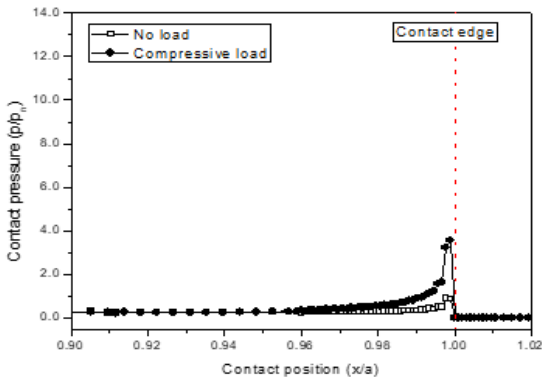


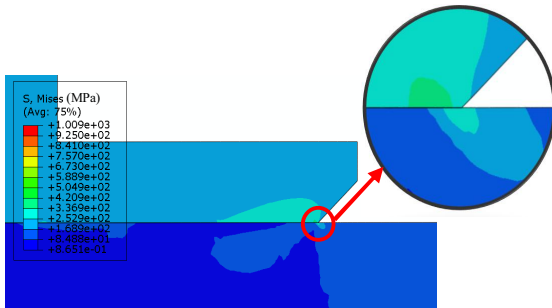
Fig. 10 Contact stress contour results for the original boss

**Table 1 Summary of optimization result**

	t (mm)	x (mm)	Contact pressure (MPa)
Original design	-	-	1050.0
Optimum design	0.97	3.33	321.6



**Fig. 11 Comparison of contact pressure for the optimized boss**



**Fig. 12 Contact stress contour results for the optimized boss**

최적화 압입축에 굽힘하중이 작용할 때의 접촉응력 분포는 Fig. 12와 같다. 보스부에서 최대 응력은 단면적이 작다가 커지는 노치부위에서 발생하였으며, 이 영역의 최대 응력은 피로한도 이하인 250.1 MPa이다.

본 논문의 근사최적화 결과의 신뢰성 검증을 위해 Nishioka와 Komatsu<sup>[8]</sup>의 논문의 실험결과와 비교

하였다. Nishioka와 Komatsu<sup>[8]</sup>의 논문의 실험에서 축의 외경에 대한 보스 끝단의 외경의 비가 1.1이고 보스 길이가 4.0 mm일 때 가장 피로 수명이 좋은 것으로 나타났다. 본 논문에서는 압입축의 피로 수명에 직접적으로 영향을 미치는 접촉압력이 최소화 되도록 압입축의 형상을 최적화하였다. 이 최적화된 압입축의 외경에 대한 보스 끝단의 외경의 비가 약 1.1이고 보스 끝단의 길이가 3.3 mm이었다. 외경비의 경우 이전의 연구결과와 일치하였고, 보스 길이가 다소 차이가 발생하는 것은 시험편 크기와 시험조건의 차이라고 판단된다.

크기가 작은 압입축 시편에 대해 최적 설계를 하였기 때문에 보스 접촉부 끝단은 1 mm정도로 얇게 설계되었다. 실제 사용되는 철도차량의 압입축 혹은 산업체 커플링 압입축은 압입축 시편에 비해 크기가 크기 때문에 본 최적화 설계방법을 적용한다면 보스 끝단은 압입축 시편보다 두껍게 설계될 것으로 예상된다.

#### 4. 결론

압입축의 손상을 효율적으로 저감하기 위하여 압입축 보스 끝단의 두께와 길이를 근사최적화 방법을 이용하여 최적화함으로써 압입축 끝단의 접촉압력을 최소화 하였다.

압입축에 압입시와 굽힘하중이 동시에 작용할 때 기존에 압입축에 적용했을 경우에 비해 최적화 압입축에 적용했을 경우에 접촉압력이 약 69% 감소되고 접촉응력은 약 65% 감소되었다.

접촉압력은 피로수명에 크게 영향을 미치기 때문에 제안한 압입축 설계방법이 압입축의 피로수명을 향상시키는데 효과가 있을 것으로 판단된다.

추후 실제 철도차량 압입축 혹은 산업체 커플링 압입축에 대하여 압입축 설계방법을 적용하여 최적 설계를 수행할 예정이다.

#### 후 기

“이 논문은 동양미래대학교의 2020년 학술연구비 지원에 의하여 연구되었음.”

## REFERENCES

1. Lee, D. H., Kwon, S. J., Choi, J. B., Kim, Y. J., "Experimental Study on Fatigue Crack Initiation and Propagation due to Fretting Damage in Press-fitted Shaft," Korean Society of Mechanical Engineering, Vol. 31, No. 6, pp. 701-709, 2007.
2. Lee, D. H., Kwon, S. J., Seo, J. W., Kwon, S. T., and You, W. H., "Evaluation of Fatigue Crack Initiation Life according to the Hub Contact Shape in a Pressfitted Shaft," Proc. of KSPE Spring Conference, Vol. 20, pp. 1467-1468, 2010.
3. Smith, R. A., Hillmansen, S., "A Brief Historical Overview of the Fatigue of Railway Axles," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, Vol. 218, No. 4, pp. 267-278, 2004.
4. Shin, J. M., Han, S. H., Han, D. S., "Investigation of Stress Concentration and Fatigue Life of Axle Drive Shaft with Relief Groove," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 11, No. 1. pp. 88-94, 2012.
5. Moon, H. J., Sim, K. J., Jeon, N. J., "A Study on the Structural Strength Fatigue Improvement of an Axle Shaft for a 3.5-Ton Commercial Vehicle," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 17, No. 3. pp. 71-77, 2018.
6. Alfredsson, B., "Fretting fatigue of a shrink-fit pin subjected to rotating bending: experiments and simulations," International Journal Fatigue, Vol. 31, No. 10, pp. 1559-1570, 2009.
7. Peterson, R. and Wahl, A., "Fatigue of Shafts at Fitted Members with a Related Photoelastic Analysis," Journal of Applied Mechanics, Vol. 2, No. 1, pp. 1-11, 1935.
8. Nishioka, K. and Komatsu, H., "Researches on Increasing the Fatigue Strength of Press-Fitted Shaft Assembly," Bull JSME, Vol. 10, No. 42, pp. 880-889, 1967.
9. Biron, G., Vadean, A., and Tudose, L., "Optimal Design of Interference Fit Assemblies Subjected to Fatigue Loads," Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol. 47, No. 3, pp. 441-451, 2013.
10. Lee, D. H., Kwon, S. J., Choi, J. B. and Kim, Y. J., "The Effect of Fretting Wear on Fatigue Life of Press-fitted Shaft," The Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 31, No. 11, pp. 1083-1092, 2007.
11. Makino, T., Yamamoto, M., and Hirakawa, K., "Effect of Contact Edge Profile on Fretting Fatigue Crack Initiation Site in Press-fitted Axle," Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers (A), Vol. 63, No. 615, pp. 2312-2317, 1997.
12. Park, S. H., Design of Experiments, Minyoung-Sa, Korea, 2009.
13. Hong, K. J., Jeon, K. K., Cho, Y. S., Choi, D. H. and Lee, S. J., "A Study on the Construction of Response Surface for Design Optimization," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers (A), Vol. 24, No. 6, pp. 1408-1418, 2000.
14. Cardei, M. and Wu, J., "Energy-Efficient Coverage Problem in Wireless Ad Hoc Sensor Networks," Computer Communications, Vol. 29, No.4, pp. 413-420, 2006.