

# 허브 접촉부 형상변화에 따른 압입축의 균열발생 피로수명 예측

## Evaluation of Fatigue Crack Initiation Life according to the Hub Contact Shape in a Press-fitted Shaft

\*#이동형<sup>1</sup>, 권석진<sup>1</sup>, 서경원<sup>1</sup>, 권성태<sup>1</sup>, 유원희<sup>1</sup>

\*D. H. Lee(dhlee@krii.re.kr)<sup>1</sup>, S. J. Kwon<sup>1</sup>, J. W. Seo<sup>1</sup>, S. T. Kwon<sup>1</sup>, W. H. You<sup>1</sup>

<sup>1</sup> 한국철도기술연구원 철도시스템연구센터

Key words : Fretting, Fretting Fatigue, Contact, Press-fitted Shaft, Fatigue Crack Initiation Life

### 1. 서론

철도차량 차축과 같은 압입축의 피로강도 향상에 관한 연구로는 압입 끝단부 형상의 영향에 대한 연구, 축의 압축 잔류응력의 영향에 대한 연구, 프레팅 손상의 영향을 감소시키기 위한 연구로 크게 3가지로 구분할 수 있다[1]. 압축 잔류응력의 영향에 관한 연구는 칩단 또는 고주파 열처리를 통하여 축에 압축 잔류응력을 발생시켜 피로강도를 향상시키는 방법에 대한 연구이고, 프레팅 손상의 영향을 감소시키기 위한 연구는 접촉표면 코팅 등을 통하여 프레팅 부식(fretting corrosion)을 방지하거나 저감시키는 방법에 대한 연구이다. 이와 같은 연구는 접촉부 재료 물성에 관한 연구이므로 본 논문은 압입 끝단부 형상의 영향에 대한 연구를 대상으로 하였다.

압입 끝단부 형상이 피로수명에 미치는 영향에 대한 기존 연구로는 Peterson 과 Wahl[2] 이 광탄성 실험을 실시하고 압입 접촉부에 발생하는 응력 분포를 해석하였으며, 허브 끝단면에 groove를 만들어 주는 방법이 접촉 끝단면에 응력집중을 완화시켜 피로강도 향상에 효과적이라고 하였다. Nishioka 와 Komatsu [3]는 여러 가지 형상의 압입축 구조에 대하여 피로시험을 실시한 결과, 축에 돌출되어 있는(overhanging) 허브 구조의 압입축이 약 50% 정도 피로한도가 증가된다고 하였다. 최근, Kubota 등[4]은 프레팅 피로한도 향상을 위하여 축에 적정한 홈 가공이 효과적이라고 보고하였다. 이상과 같은 일련의 압입축 피로강도 향상을 위한 연구는 차축의 피로수명을 증가시키는데 크게 기여를 하였으나, 대부분 설계단계에서 적용 가능한 연구결과이다. 그러나 현재 적용되고 있는 차축의 수명을 증가시키기 위하여 혹은 피로손상을 저감하기 위하여, 유지보수 단계에서 축 또는 허브의 큰 형상의 변화 없이 피로강도를 향상시킬 수 있는 방안이 필요하다.

따라서, 본 연구에서는 압입축을 대상으로 유한요소해석 및 수치해석을 통하여 허브의 접촉끝단 테이퍼 형상 변화에 따른 접촉압력 분포의 변화와 피로균열 발생수명의 변화에 대하여 해석하였다. 압입된 상태와 굽힘하중이 작용할 경우의 접촉압력 및 접촉응력을 유한요소법으로 해석하였고, 그 결과를 이용하여 다축피로이론의 하나인 Smith-Watson-Topper 파라미터를 이용하여 균열발생수명을 예측하였다. 허브의 접촉끝단 테이퍼 형상 변화에 따른 접촉압력의 변화 및 균열발생수명의 변화에 대하여 분석하고 검토하였다.

### 2. 해석방법

#### 2.1 유한요소해석

해석 대상의 압입축은 프레팅 피로시험을 실시하였던 시험편을 대상으로 하였다. 압입축에는 접촉끝단을 기준으로 0.5 mm 안쪽 이내에서 프레팅 손상 및 피로균열이 발생[5]하므로, 허브 접촉끝단 테이퍼는 Fig. 1과 같이 접촉끝단을 기준으로 0.5 mm 길이에 적용하였다. 테이퍼량은 1/100 m/m 와 1/200 m/m, 1/400 m/m, 1/800 m/m 의 4가지 경우를 해석하였다. 굽힘하중 조건은 압입축 시험편의 피로한도인 135 MPa를 적용하였다.

유한요소해석은 축이 보스에 압입될 경우와 굽힘하중이 작용할 경우 접촉면의 압력과 슬립량을 계산하기 위하여 비선형

수치해석에 많이 사용되는 상용 유한요소해석 프로그램인 ABAQUS[6]를 사용하였다. 본 유한요소해석 방법은 허브의 접촉 끝단 테이퍼 현상을 변화시킨 것을 제외하고 이전의 모델링[7] 방법과 동일하며, 주요한 내용은 다음과 같다.

압입축은 압입을 할 경우 축대칭의 형상이지만, 굽힘하중 작용 시 비대칭 변형을 나타내므로 이를 해석할 수 있는 비대칭-축대칭 요소(bilinear asymmetric-axisymmetric element)[6]를 사용하였다. Fig. 2와 같이 압입시편의 경우 축 방향으로 형상 및 하중 조건이 대칭이기 때문에 전체 시험편의 1/2을 모델링하였다. 프레팅 발생시 접촉영역 끝단에서 응력 분포가 급격히 변화하고, 미세슬립(micro-slip)이 발생하기 때문에 접촉 끝단의 최소 요소를 약 0.015 mm로 분할하였다. 접촉면에서의 간섭량(shrinkage allowance)은 Lamé의 평균 공칭접촉압력( $p_n$ )이 90 MPa이 되도록 하였다.

축과 보스의 압입부 접촉영역에는 미끄럼 접촉 요소(axisymmetric slide line element)와 slide line으로 접촉을 모델링하였고, 마찰해석은 라그랑지 방법(Lagrange multiplier friction formulation)과 마찰계수  $\mu$ 는 0.6을 적용하였다. 경계조건은 시험조건과 동일하게 시험편 중앙에 일정한 굽힘응력이 작용하도록 축 끝단(A 위치)을 고정하고 하중은 시험기 그립 끝단에 해당되는 위치의 회전방향  $\theta=0^\circ, 180^\circ$  노드(B 위치)에 집중하중을 주었고, 축방향 대칭면에 대칭조건을 적용하였다. 탄성계수(Young's modulus)는 207,000 MPa, 푸아송비(Poisson's ratio)는 0.3을 적용하였다.

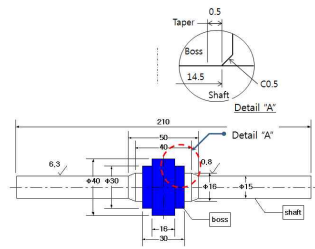


Fig. 1 Geometry of the press-fitted fatigue specimen.

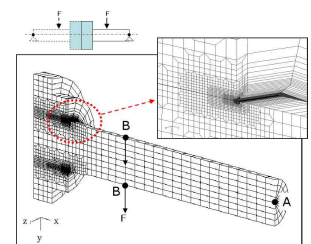


Fig. 2 Finite element model for press-fitted specimen.

#### 2.2 균열발생피로수명 해석

압입축의 피로균열 발생수명해석은 프레팅 피로균열 거동에 적용하여 균열발생 위치를 잘 예측할 수 있다고 알려져 있는 Smith-Watson-Topper(SWT) 파라미터[8]를 적용하였다. 유한요소 해석 결과를 이용하여 접촉면의 다축 하중 작용시 주변형률 평면에 작용하는 최대 인장응력( $\sigma_{n,max}$ )과 주변형률 진폭( $\frac{\Delta\epsilon_1}{2}$ )을 계산하고 균열발생위치 및 수명을 예측하였다.

수명예측에 필요한 재료물성치는 피로시험 결과를 이용하였고, 피로강도계수(fatigue strength coefficient)  $\sigma'_f = 1553.8 \text{ MPa}$ , 피로연성계수(fatigue ductility coefficient)  $\epsilon'_f = 0.4522$ , 피로강도 지수(fatigue strength exponent)  $b = -0.13$ , 피로연성지수(fatigue ductility exponent)  $c = -0.54$  와 같다.

### 3. 해석결과 및 분석

#### 3.1 접촉압력 분포

Fig. 3 은 허브의 접촉끝단 테이퍼 형상변화에 따른 압입 상태 (no load)의 축 접촉끝단에 발생하는 접촉압력 분포를 해석한 결과이다. 그림에서 y축은 공칭 접촉압력  $p_n$  (=90 MPa)으로, x축은 접촉길이  $a$  (=14.5mm)로 나누어 표시하였다. 테이퍼가 없는 원래의 압입축의 경우 접촉끝단에서 최대 접촉압력이 발생한다. 허브 접촉끝단이 테이퍼 1/100 m/m 형상일 경우 원래의 경우보다 더 큰 접촉압력이 테이퍼 시작점에서 발생한다. 그러나 1/400 m/m 와 1/800 m/m 일 경우 최대 접촉압력은 기존보다 낮아지게 된다.

굽힘하중이 작용하여 접촉면에 인장응력이 작용할 경우 접촉압력은 압입상태보다 낮아지게 된다. Fig. 4는 압입축에 굽힘하중이 작용하여 접촉면에 압축응력이 작용할 경우 접촉압력의 분포를 해석한 결과이다. 압축하중이 작용할 경우 대부분 압입상태보다 접촉압력은 커지게 된다. 테이퍼가 없는 기존의 경우가 접촉끝단에서 접촉압력이 가장 크게 발생하며, 1/100 m/m 와 1/200 m/m 의 테이퍼 허브인 경우 테이퍼 시작점에서 큰 접촉압력이 분포한다. 1/400 m/m 와 1/800 m/m 의 테이퍼 허브인 경우, 최대 접촉압력은 테이퍼 시작점과 접촉끝단에 분산되어 나타난다. 압축하중 작용시 최대 및 평균 접촉압력이 가장 작은 것은 1/400 m/m 테이퍼 허브인 경우이다. 이와 같이 최대 접촉압력이 작아지는 이유는 굽힘하중이 작용할 경우 축의 변형으로 인해 테이퍼 부위에 접촉이 발생하여 높은 접촉압력이 분산되기 때문이다.

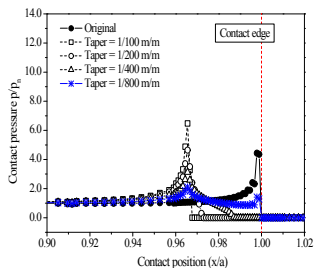


Fig. 3 Contact pressure distributions at press-fitted condition.

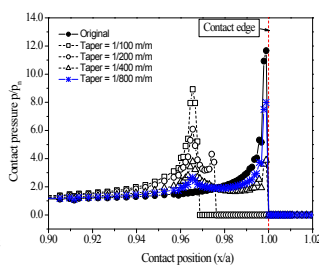


Fig. 4 Contact pressure distributions at compressive load condition

#### 3.2 균열발생 피로수명

압입축에서 균열진전 수명은 접촉부위 응력에 크게 영향을 받지 않는 반면, 균열발생 수명은 접촉응력에 영향을 직접 받기 때문에 허브 테이퍼 변화에 따라 균열발생 수명을 해석하고 비교하였다. Fig. 5는 허브 접촉끝단 테이퍼 형상변화에 따른 SWT 파라미터의 해석 결과를 나타낸다. SWT 파라미터가 크다는 것은 손상이 크다는 것을 의미하므로, 테이퍼가 1/100 m/m 일 경우 기존의 테이퍼가 없는 경우보다 테이퍼의 시작점에서 손상이 더 크게 발생한다. 기존의 경우 손상의 최대위치가 접촉끝단 부근이지만, 테이퍼 1/100 m/m 과 1/200 m/m 의 경우는 테이퍼의 시작점이 최대 손상위치가 된다. 테이퍼 1/100 m/m 와 같이 과도한 테이퍼량은 오히려 손상을 키우게 되며, 테이퍼 영역에 접촉이 발생하지 않고 테이퍼 시작점에 응력집중이 발생하기 때문이다. 테이퍼 1/800 m/m 의 경우는 테이퍼 양이 작기 때문에 기존의 경우와 같이 접촉끝단에서 응력집중이 발생한다. 테이퍼 1/400 m/m 의 경우 테이퍼 시작점 및 끝점에 응력집중이 분산되므로 다른 경우와 비교하여 SWT 파라미터의 최고값이 가장 작다. 그러므로 Fig. 6과 같이 균열발생 수명을 비교하면, 테이퍼 1/400 m/m 의 경우가 수명이 가장 크게 되며, 기존의 경우와 비교하여 약 7배의 균열발생 피로수명의 향상이 있다. 이와 같이 허브의

접촉면에 테이퍼 가공을 해 준다면 손상을 방지하고 균열발생을 저감하는 효과가 있음을 알 수 있다. 그러나, 굽힘하중이 작을 경우 테이퍼 1/800 m/m 의 경우가 수명이 가장 크게 된다. 이것은 굽힘하중에 따른 축의 처짐량이 작기 때문에 테이퍼가 완만한 경우가 응력집중을 완화시키는데 더 유리하기 때문이다. 따라서 최적의 허브 테이퍼량은 실제 압입 축이 받고 있는 굽힘하중을 실측하고 이에 따른 축의 변형을 고려하여 선정하여야 할 것으로 판단된다.

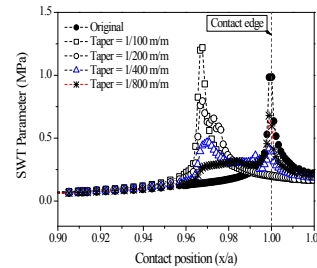


Fig. 5 SWT parameter along the shaft contact interface for the different tapered hub.

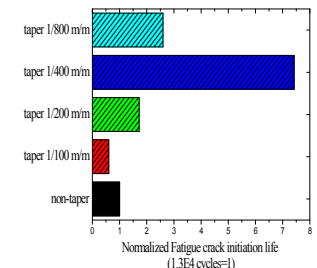


Fig. 6 Fatigue crack initiation life obtained by SWT model.

### 4. 결론

압입축을 대상으로 유한요소해석 및 수치해석을 통하여 허브의 접촉끝단 테이퍼 형상 변화에 따른 접촉압력 분포의 변화와 피로균열 발생수명의 변화에 대하여 해석하고 그 결과를 분석하였으며, 주요 연구결과는 다음과 같다.

- 1) 압입축의 허브 접촉끝단에 테이퍼를 줄 경우, 접촉끝단의 높은 접촉압력이 분산되어 응력집중을 완화할 수 있다.
- 2) 허브 접촉끝단에 1/400 m/m 테이퍼를 적용한 경우 압축하중 작용시 최대 접촉압력 및 축방향 응력이 가장 작게 나타났다.
- 3) 허브 접촉끝단에 테이퍼 1/400 m/m 을 적용한 경우 균열발생 피로수명이 가장 크게 되며, 기존의 경우와 비교하여 약 7배의 균열발생 피로수명 향상의 효과가 있다.
- 4) 굽힘하중에 따른 축의 처짐량에 따라 응력집중을 완화시킬 수 있는 테이퍼 양이 변화하므로, 최적의 허브 테이퍼량은 실제 압입 축이 받고 있는 굽힘하중을 실측하고 이에 따른 축의 변형을 고려하여 선정하여야 한다.

### 참고문헌

1. K. Hirakawa and M. Kubota: Proc. Instn Mech. Engrs Part F: J. Rail and Rapid Transit, V.215 (2001) pp. 73-82.
2. R.E. Peterson and A.M. Wahl: J Appl Mech (1935),pp.A1-A11.
3. K. Nishioka and H. Komatsu: Bull JSME (1967),pp.880-889.
4. M. Kubota, S. Kataoka, Y. Kondo : Int. J. of Fatigue, V. 31, Issue 3 (2009), pp. 439-446.
5. Lee, D. H., Kwon, S. J., Choi, J. B, and Kim, Y. J., Trans. of the KSME(A), Vol. 31, No. 6 (2007), pp. 701-709 (In Korean)
6. D. Hibbitt., B. Karlsson, and P. Sorensen: ABAQUS/Standard User's Manual V.6.4 (ABAQUS, Inc., Pawtucket, RI. 2003)
7. DH Lee, SJ Kwon, JB Choi, YJ Kim: 9th International Fatigue Congress, CD-rom ver. (2006).
8. M. P. Szolwinski and T. N. Farris: Wear, V.198 (1996) pp. 93-107.