

테이퍼롤러 휠 베어링 유닛의 강성해석 Stiffness Analysis of Tapered Roller Wheel Bearing Units

*#이승표¹, 김봉철¹, 이인하¹, 이왕열¹, 김경남¹

S. P. Lee(leeseungpyo@iljin.com)¹, B. C. Kim¹, I. H. Lee¹, W. Y. Lee¹, K. N. Kim¹

¹㈜일진글로벌 기술연구소

Key words : wheel bearing unit, tapered roller bearing, stiffness

1. 서론

최근 휠 베어링(automotive wheel bearing)은 생산비용 절감, 조립생산성 향상 및 경량화를 이유로 베어링 단품이 아닌 베어링 유닛 형태로 생산되고 있다^(1~4). 3세대 휠 베어링 유닛(unit)의 경우 허브(hub), 베어링, 하우스(housing)이 일체화되어 플랜지(flange)가 내륜(inner-ring)과 외륜(outer-ring)에 연결된다. 따라서 강성(stiffness) 평가 시 유한요소법(finite element method)에 기반한 수치해석을 이용하는 경우가 많다^(2~4).

테이퍼롤러(tapered roller) 휠 베어링은 동일한 크기의 각접촉 볼 베어링(angular contact ball bearing)과 비교할 때, 전동체(rolling element)의 부하하중능력이 크므로, 수명 및 강성측면에서 더 유리하다⁽¹⁾. 따라서 테이퍼롤러 휠 베어링은 승용차보다 차중이 큰 승합차나 화물차에서 사용되며, 승용차보다 더 큰 하중에서도 안정적으로 차량을 지지할 수 있도록 승용차용 휠 베어링보다 더 강한 강성이 요구된다.

안태길 등⁽¹⁾은 테이퍼롤러 휠 베어링의 내구수명 예측을 위한 연구를 수행하였다. 그러나, 베어링 단품에 대한 연구였으며 강성이나 진동특성은 연구하지 않았다. 이승표 등⁽⁴⁾은 휠 베어링 유닛의 강성에 대하여 연구하였으나, 롤러 베어링 형태의 휠 베어링 유닛은 고려하지 않았다. 위의 연구들을 종합해 볼 때, 테이퍼롤러 휠 베어링 유닛에 대한 강성을 연구한 사례는 없으며, 이에 대한 연구가 필요하다.

본 연구에서는 유한요소법을 이용하여 자동차용 3세대 테이퍼롤러 휠 베어링 유닛

에 대한 강성해석을 수행하였다. 전동체를 각각 비선형스프링 모델과 강체 모델로 가정하여 해석을 수행하였고, 그 결과를 시험 결과와 비교하였다.

2. 강성해석

테이퍼롤러 휠 베어링에 대하여 강성해석을 수행하였다. 해석은 상용 소프트웨어인 MSC.MARC⁽⁵⁾를 사용하였다. 휠 베어링 유닛 형상이 좌우 대칭이므로 1/2 형상만을 모델링 하였다. 베어링의 변형거동을 보다 정확히 모사하기 위하여 탄소성 해석(elasto-plastic analysis)과 접촉 해석(contact analysis)을 수행하였다. 베어링 내륜의 재질은 STB2 이며, 외륜과 허브는 SM55C 이다⁽²⁾. 강성해석 경계조건은 Fig. 1에 나타내었다.

테이퍼롤러는 Fig. 2와 같이 비선형스프링 및 강체를 이용하여 모델링 하였다. 비선형 스프링 모델의 경우 테이퍼롤러와 궤도가 접촉할 부분에 스프링을 등 간격으로 배치하고, 스프링을 롤러의 축과 수직이 되도록 하였다. 스프링이 압축될 경우에만 압축력이 작용하고 인장력은 발생하지 않도록 하였다. 스프링의 강성은 테이퍼롤러의 크기를 고려하여 결정되었다. 강체 모델은 롤러의 형상과 동일하게 모델링 하였다.

강성은 베어링에 모멘트가 가해질 때 허브 플랜지(Hub flange)의 기울기를 측정하여 확인하였다^(3, 4).

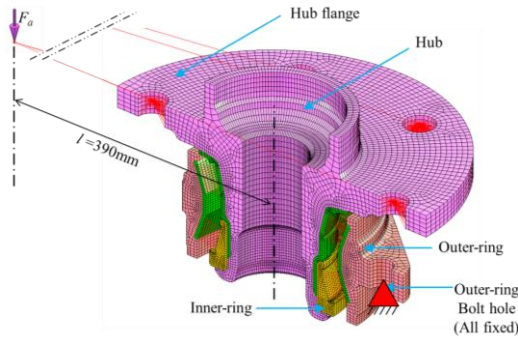


Fig. 1 Boundary conditions of stiffness analysis for tapered roller wheel bearing unit

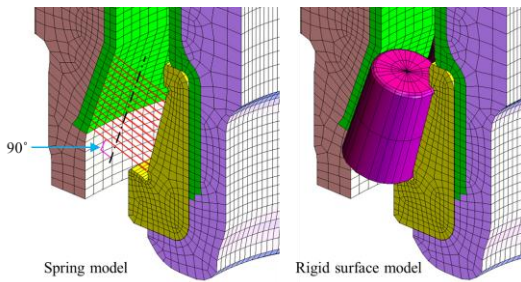


Fig. 2 Modeling methods of tapered roller for stiffness analysis

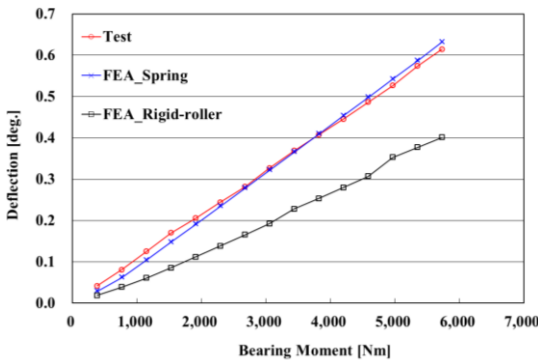


Fig. 3 Bearing inclination plot

3. 결과 및 고찰

비선형스프링 모델과 강체 모델로 가정된 경우에 대하여 강성 해석을 수행하였고, 그 결과를 시험 결과와 비교하였다. Fig. 3에서 알 수 있듯이 베어링에 모멘트가 약 5,000 Nm로 가해질 때, 허브 플랜지 기울기는 시험결과가 0.526 도, 비선형스프링 모델이 0.530 도, 강체

모델이 0.415 도이다. 시험 결과와 해석결과를 비교해보면, 강체 모델의 경우 33%의 오차를 보이고 있으나, 비선형 스프링 모델은 1%의 오차를 보이고 있다. 이런 결과가 나오는 원인은 전동체가 휠 베어링 유닛의 전체 강성에 끼치는 영향이 많기 때문이다. 강체 모델은 전동체의 변형을 무시하고 그 외에 허브 및 외륜의 변형만 나타낼 수 있기 때문에 위와 같이 큰 오차를 내는 것이다. 따라서, 비선형스프링 모델을 이용해서 전동체의 변형을 고려한 강성해석 방식이 강성을 잘 예측할 수 있다고 판단된다.

4. 결론

테이퍼롤러 휠 베어링 유닛 전체에 대하여 강성해석을 수행하였다. 전동체를 비선형스프링 및 강체로 모델링하여 강성해석을 수행하였고, 시험결과와 함께 비교하였다. 비선형스프링 모델을 이용할 경우 시험과 유사한 결과를 내어 강성을 잘 예측함을 알 수 있었다.

참고문헌

1. 안태길, 이상훈, "테이퍼 베어링 유닛의 내구수명 예측," 한국자동차공학회논문집, 15 권, 5 호, pp.160-164, 2007
2. 김봉철, 조영걸, 이왕열, 이승표, "자동차용 휠 베어링의 강도해석 및 설계," 한국자동차공학회 2010년도 추계학술대회 논문집, pp.1356-1358, 2010.
3. 김봉철, 이인하, 김경남, 이왕열, 이승표, "자동차용 휠 베어링의 볼 접촉각 변화에 따른 강성거동 예측모델 개발," 한국자동차공학회 2011년도 추계학술대회 논문집, pp.1019-1020, 2011.
4. 이승표, 이인하, 장호섭, "휠 베어링 강성해석 시 전동체 모델링 기법에 대한 연구," 한국정밀공학회 2011년도 춘계학술대회 논문집(하), pp.877-878, 2011.
5. MARC 2008 r1, Volume A : Theory and User Information, MSC. Software Corporation, 2008.