

차륜 및 차축의 변형을 고려한 차륜-레일 접촉해석 Wheel-Rail Contact Analysis considering Deformation of the Wheelset

*최하영¹, #이동형¹, 유원희¹, 이종수²

*H. Y. Choi¹, #D. H. Lee(dhlee@krii.re.kr)¹, W. H. You¹, J. Lee²

¹ 한국철도기술연구원 철도시스템연구센터, ²연세대학교 기계공학과

Key words : Contact Pressure, Finite Element Method, Rail, Wheel, Hertz Contact Theory

1. 서론

철도는 안전성 및 쾌적성과 더불어 친환경적인 운행수단으로 여객과 화물을 대용량으로 수송할 수 있다. 현재 철도 차량의 속도가 지속적으로 증가함으로써 여객과 화물의 도착시간이 줄어들고 있다. 하지만 레일 위로 차륜이 이동하기 때문에 필연적으로 발생하는 마모와 균열은 차량 속도 증가와 하중의 증가에 따라 레일 및 차륜의 손상 및 탈선의 위험이 점점 증가하고 있다. 마모와 균열 발생 등은 접촉 형상과 접촉위치, 접촉 압력에 많은 영향을 받는다. 접촉부의 형상은 철도차량의 차륜과 레일의 기하학적 형상이 복잡하여 접촉 위치에 따라 달라진다. 또한 차축과 차륜의 변형에 의해서도 접촉점과 접촉압력이 변한다.

차륜과 레일의 접촉 응력 분포에 대하여 IRJ(Insulated Rail Joint)의 영향에 관한 연구[1], 차륜과 레일 접촉의 접촉 해석의 개선에 관한 연구[2] 등과 같이 많은 연구가 수행되었다. 대부분의 기존 연구에서는 축을 제외한 차륜과 레일의 접촉 혹은 차륜의 일부와 레일의 접촉 모델을 사용하여 접촉부의 형상과 접촉 압력을 해석하였다. 그러나 차륜, 차축의 변형의 영향을 고려하지 않아 차륜과 레일의 정확한 접촉을 해석하지 못하고 있다.

본 논문에서는 차륜, 레일, 그리고 차축의 탄성 변형[3]을 고려한 차륜과 레일 접촉부의 접촉형상과 압력 분포를 얻고자 하였다. Global-local 해석방법을 이용하여 차륜과 레일의 3차원 탄성 유한요소해석을 수행하였으며, 접촉 응력과 접촉형상을 Hertz 접촉 이론에 의한 결과와 비교하였다.

2. 차륜과 레일 접촉응력의 이론적 해

이론 해는 탄성 접촉을 하는 두물체의 접촉 압력을 계산 할 수 있는 Hertz 접촉이론[4]에 의해 차륜과 레일의 곡면사이에 발생하는 접촉 압력을 구하였다.

KTX 차륜과 UIC 레일의 접촉시 이론적인 접촉압력은 차륜의 곡면과 접촉물체 레일의 곡면에서 주곡률 접촉물체 반경(the principal radii of curvature)을 이용하여 다음과 같이 계산하였다.

KTX 차륜(물체 1)의 곡률의 직경이 920 mm 이고 UIC 60 레일(물체 2) 접촉면의 주곡률의 반경이 300 mm 이다. 이 두 물체가 접촉할 때 $R_1=460$ mm, $R_1'=\infty$, $R_2=300$ mm (레일접촉면의 반경), $R_2'=\infty$ 이고, $1/R_1$ 과 $1/R_2$ 를 포함한 평면들이 이루는 각도가 $\psi = \pi/2$ 이다. 또한 차륜과 레일의 재료상수는 포아송 비를 0.3, 탄성계수를 207,000 MPa이며 최대윤중 85,000 N이 작용할 경우 접촉 타원의 장축의 길이 $a=6.8$ mm, 단축의 길이 $b=5.1$ mm가 되고 최대 접촉압력은 1,159 MPa이다.

3. 접촉응력의 유한요소해석

3.1 접촉해석 모델

2차원 유한요소 해석 모델은 두께 방향으로 변형을 고려할 수 없으며 정확한 하중을 적용하기 어려우므로 실제의 접촉현상을 묘사하기 어렵다. 본 연구에서는 차륜과 레일과 같이 복잡한 기하학적 형상을 가지고 있고 접촉부의 형상을 정확하게 해석할 수 있는 3차원 유한요소해석을 수행하였다.

3차원 유한요소 해석 모델은 차륜만 고려한 모델(모델1)과

차축 및 차륜을 고려한 모델(모델2)이며 Fig. 1과 같다. 해석대상으로 KTX 동력차의 차륜과 UIC60 레일로 하였다. KTX 동력차 차륜을 사용하였으며 차륜 구배를 1/40 적용하고 차륜직경 920 mm이다. 차륜의 내측간의 거리는 1,356 mm 기준, 궤간은 1,435 mm 기준으로 하였다. UIC60 레일은 레일 구배를 1/20 적용 하였다. 상용 유한요소 프로그램인 ABAQUS[5]를 이용하여 접촉응력 해석을 하였다.

사용요소는 8절점 요소로 하였으며 master 접촉 요소는 차륜 답면의 접촉영역으로 하고, slave 접촉요소로는 레일의 접촉면으로 하여 접촉쌍(contact pair)으로 접촉영역을 지정하였다.

차륜 및 레일의 탄성계수는 207,000 MPa, 포아송 비(Poisson's ratio)는 0.3을 적용하였다. 차륜 및 레일 접촉면의 마찰계수는 0.3으로 하였다[6]. 하중조건은 수직력 85,000 N을 기준으로 하였고, 모델1은 차륜의 압입부에 수직하중을 부가하였고 모델2는 차축의 베어링 조립부위에 수직하중을 부가하였다.

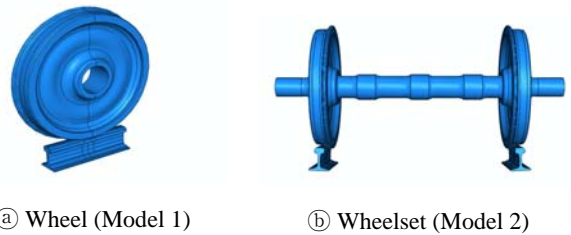


Fig. 1 Global model

해석 비용을 줄이기 위해 전체 해를 고려하면서 local영역의 해를 더욱 정확한 결과를 얻을 수 있는 Abaqus의 Submodeling 방법을 사용하였다. 차륜과 차축을 고려한 전체 모델을 Global Model로 하고, 접촉 부위의 포함하는 적당한 부위를 Submodel로 하였다.

Fig. 2와 같이 Submodel의 요소 크기를 Global model의 요소 크기 보다 작게 하였다[7]. 또한, 응력성분이 크게 변하는 접촉영역 근처를 조밀하게 분할하였다. Global model의 경우 차륜 폭 방향 및 레일 폭방향 최소 요소 크기를 2 mm로 하고 차륜 회전방향 및 레일 길이방향 최소 요소 크기를 2 mm로 하였다. Submodel의 경우 차륜 폭 방향 및 레일 폭방향 최소 요소 크기를 1 mm, 차륜 회전방향 및 레일 길이방향 최소 요소 크기 1 mm로 하였다. 경계조건으로 차륜 압입부에 MPC 조건 사용하여 차륜의 회전을 방지하였다. 레일의 양단 아래 부분은 3축으로의 변위를 고정하고, 레일의 측면은 길이방향으로 변위를 고정하였다.

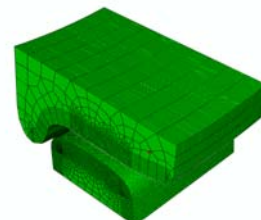
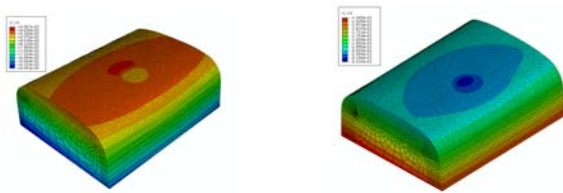


Fig. 2 Submodel

3.2 접촉해석 결과

Fig. 3은 접촉면의 노드에서의 변위 분포를 나타내었다. 1방향은 레일의 폭방향, 2방향은 수직방향, 3방향은 레일 구름 방향을 나타내고 있다. 모델1의 레일측에 발생하는 최대 변위는 1방향 접촉부 부근에서 +0.1 mm, 2방향 접촉부에서 -0.05 mm, 3방향 접촉부 부근에서 0.007 mm이다. 모델2의 레일측에 발생하는 최대변위는 1방향 접촉부에서 -0.2 mm, 2방향 좌측부에서 -0.09 mm, 3방향 접촉부 부근에서 0.008 mm이다. 1방향 모델1과 모델2는 1방향으로 서로 반대 방향으로 변형을 일으키고 있다. 변형의 크기는 1방향이 가장 크고, 2방향, 3방향 순이며 모델1보다 모델2의 경우가 변형이 더 크다. 이것은 차축이 휘어지면서 차륜의 접촉점이 더 많이 이동하기 때문이다.



Model 1 Model 2
Fig.3 Spatial displacement U1 at nodes

Fig. 4는 차륜과 레일의 폭방향의 접촉압력 해석 결과이며, x축은 레일의 중앙을 기준으로 거리를 나타내었다. 접촉압력의 최대값이 차륜만 고려한 모델1에 비해 차축 및 차륜을 고려한 모델2가 중앙으로부터 오른쪽으로 멀리 떨어져 있다. 그리고 차륜과 레일의 접촉압력은 모델1은 레일 중앙에서부터 6.3 mm 위치에서 최대값 1,187 MPa이 발생하였으며, 단축의 길이 2b는 10.4 mm로 접촉이 발생하고 있다. 모델2는 레일 중앙에서부터 9.4 mm 위치에서 최대값 1,277 MPa이 발생하였으며, 단축의 길이 2b는 9.4 mm로 접촉이 발생하고 있다. 접촉압력의 최대값은 해석결과와 이론값의 차이가 모델1의 경우 2.38% 로 근접한 결과를 나타내었지만, 모델2의 경우는 9.23% 차이를 나타내었다. 해석 결과의 차이는 차축의 변형의 영향으로 차륜과 레일의 접촉점의 위치와 방향이 변경되었기 때문이다.

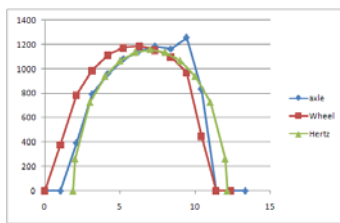


Fig. 4 Comparison of the distribution of contact pressures.

Fig. 5와 Fig. 6은 레일의 접촉면에서 von Mises 응력의 분포를 나타낸 그림이며, 응력의 분포가 레일의 폭 방향으로 모델1보다 모델2가 더 비대칭적임을 알 수 있다.

Fig. 7은 전단응력 분포를 보여주고 있다. 전단응력의 분포를 살펴보면 모델1의 S₁₂는 284 MPa, S₁₃는 60 MPa, S₂₃는 218 MPa이고 모델2의 S₁₂는 345 MPa, S₁₃는 163 MPa, S₂₃는 223 MPa이다. 모델1과 모델2의 전단응력 차이는 S₁₂ 18%, S₁₃ 37%, S₂₃ 2%이다. 접촉부에서 모델1보다 모델2가 1방향의 변위가 약 2배 크기로 이동하고 3방향은 두 모델이 비슷한 변위로 이동함으로써 S₁₂와 S₂₃에 비해 S₁₃의 차가 큰 것으로 생각된다.

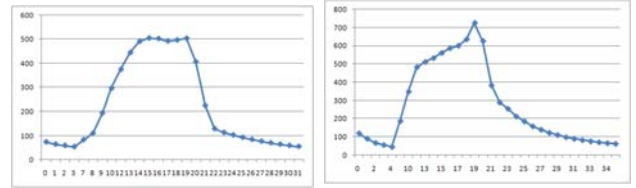
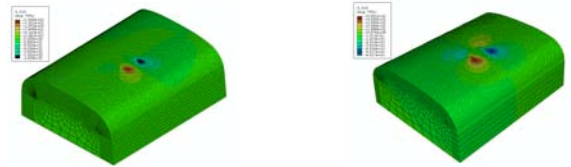


Fig.5 Contact stress distribution in lateral direction of Model 1. Fig. 6 Contact stress distribution in lateral direction of Model 2.



Model 1 Model 2
Fig. 7 Shear stress S13

4. 결론

철도차량 차륜과 레일의 접촉에서 차축 및 차륜의 변형이 접촉압력, 접촉응력, 접촉형상에 미치는 영향을 해석하였다. 차륜만 고려한 모델과 차륜에 차축을 고려한 모델을 유한요소해석으로 해석하였으며 그 결과는 다음과 같다.

- (1) 차륜과 차축을 고려한 모델에서 차축의 변형에 의해 접촉점의 위치가 변경되며 접촉 압력과 응력, 변위가 이론해 및 차륜만 고려한 모델과 차이를 보인다.
- (2) 차륜과 차축을 고려한 모델의 최대접촉압력은 이론해와 9% 정도 더 크고, 접촉위치는 레일 중앙에서 오른쪽으로 더 이동한다.
- (3) 차륜과 차축을 고려한 모델의 접촉응력 분포는 레일 바깥쪽으로 높아지며, 레일 안쪽과 바깥쪽의 비대칭성은 차륜만 고려한 경우와 비교하여 더 크다.
- (4) 차륜과 레일이 접촉할 때 차륜만 고려한 경우와 차륜과 차축을 고려한 경우를 비교하면 폭방향에서 접촉점이 서로 반대 방향으로 이동하고 큰 변위가 발생한다.

참고문헌

1. Yung-Chuan Chen., Li-Wen Chen, "Effects of insulated rail joint on the wheel/rail contact stresses under the condition of partial slip", Wear 260, 2006, pages 1267--1273
2. T. Telliskivi, U.Olofsson, "Contact mechanics analysis of measured wheel-rail profiles using the finite element method", IMechE Vol 215, part F, 2001, Pages 65-72
3. Xuesong Jin, Pingbo Wu, Zefeng Wen, "Effects of structure elastic deformations of wheelset and track on creep forces of wheel/rail in rolling contact", Wear 253, 2002, Pages 247--256
4. S. P. Timoshenko, J. N. Goodier, "Theory of Elasticity", 3rd edition (1970), McGraw-Hill, p.414
5. ABAQUS version 6.4, "ABAQUS Analysis user's manual", Hibbit, Karlson & Sorensen, Inc., 2003
6. Marek Bijak-ochowski and Piotr Marek, "Residual stress in some elasto-plastic problems of rolling contact with friction", International Journal of Mechanical Sciences, Volume 39, Issue 1, January 1997, Pages 15-32
7. Thermo-mechanical finite element analysis of a rail wheel, "L.Ramanan, R.Krishina Kumar, R.Sriraman", International Journal of Mechanical Sciences, 41, 1999, Pages 487-505