

철도차량용 휠과 레일의 접촉특성 해석 및 형상설계에 관한 연구 (2)

성기득* · 양원호** · 조명래*** · 허성필****
(1999년 7월 13일 접수)

A Study on the Shape Design and Contact Characteristic of Wheel-Rail for Rolling Stock (2)

Ki-Deug Sung, Won-Ho Yang, Myoung-Rae Cho and Sung-Pil Heo

Key Words: Wheel-rail Contact(휠-레일의 접촉), Rolling Stock(철도차량), Contact Stress Distribution(접촉응력분포), Optimum Design(최적설계)

Abstract

One of the main causes of severe wear or crack initiation in wheel and rail is the contact stress due to wheel-rail contact. First, we obtain contact stress due to the rail mounting slope using the finite element method. Second, the shape design based on more reasonable contact stress analysis rather than a general Hertzian contact theory is investigated in order to reduce the contact stress. The optimum design is performed using the simple 2-D finite element model and its results are verified by 3-D finite element analysis.

1. 서 론

철도차량은 육상기관중 대량성, 고속성, 저공해성 등 다른 교통기관에 비하여 우수한 점을 가지고 있어 현재와 같은 보급발전을 가져왔다. 이러한 철도차량이 수송기관으로서 먼저 요구되는 것은 안전성이다. 소중한 인명과 중요한 재화를 안전하게 수송하는 것은 수송산업으로서 경제성이전의 문제가 된다. 철도차량의 수송방법이 레일에 의하여 그 주행이 유도되는 것은 다른 교통기관과 다른 특징인 동시에 수송기관으로서의 안전성에 있어서 더 큰 의미를 두어야 하는 것은 당연한 것이다. 일반적으로 고속성과 안전성은 양립하기 어려우나 안전성이 보장되는 범위 안에서 철도차량은 비행기를 제외하고, 자동차나 선

박보다도 빠르게 주행한다. 또한 차체가 매우 크므로 더욱 안전성을 위한 기술발전이 요구되고 있다.

철도차량을 안전면에서 본다면 주행의 기본이 되는 휠과 레일의 상호 운동작용이 가장 중요하다고 할 수 있다. 실제로 휠과 레일의 파손으로 인한 대형사고가 일어난 예가 많고 특히, 이러한 파손의 원인 중에서는 오랜 주행으로 인한 레일의 심한 마모에 의한 사고와 레일의 균열전파로 인하여 대형사고가 일어난 경우가 많다. 그래서 많은 연구자들이 이러한 대형사고를 막기 위해서 파괴역학적 접근으로 많은 연구를 수행하고 있다. 그러나 이러한 레일의 심한 마모나 균열의 초기발생을 근본적으로 줄일 수 있는 방법은 마모와 균열의 발생의 원인이 되는 휠과 레일의 접촉으로 인하여 생기는 접촉응력을 줄이는 방법이다. 최근에 들어서 점점 더 축중이 증가되는 추세에 있기 때문에 이러한 연구는 더욱 더 필요하다 하겠다. 이미 외국에서는 많은 연구자들에 의해서 휠과 레일의 형상설계에 관한 연구^(1,2)가 수행되고 있으나, 우리나라에서는 이러한 연구가 미약한 실정이다. 그런데 이러한 대부분의 기존

* 회원, 성균관대학교 대학원
E-mail : kdsung@nature.skku.ac.kr
TEL : (0331)290-7496 FAX : (0331)290-5849

** 회원, 성균관대학교 기계공학부

*** 회원, 인덕대학 기계설계과

**** 회원, 성균관대학교 대학원

의 연구들은 휠과 레일의 접촉형상과 접촉응력을 헤르쯔 이론⁽³⁾에 근거해서 연구한 경우이다. 그러나 실제로 휠과 레일의 기하학적인 형상은 이론과 차이가 있어 휠과 레일의 접촉응력분포는 이론에서의 헤르쯔 접촉응력분포와는 다른 형태를 보인다.

이에, 본 연구에서는 우선 3차원 유한요소해석을 통해서 현재 우리나라에 사용되고 있는 SSW1 휠과 60kg레일에 대한 접촉특성을 파악하였으며, 또한, 접촉응력을 줄이기 위해서 실제로 기존에 많이 사용하고 있는 레일의 설치기울기에 따른 접촉응력의 변화를 알아보았다. 이의 연구를 토대로 이론에 근거한 휠과 레일의 형상 설계가 아닌, 보다 실제적인 접촉응력분포에 근거한 형상설계를 수행하였다. 최적형상 설계는 간략한 2차원 모델을 이용하여 수행하였고, 3차원 유한요소해석을 통해서 최적설계 결과를 검증하였다.

2. 휠과 레일의 접촉형태

일반적으로 철도차량의 주행조건은 크게 직선주행과 곡선주행의 두 가지로 나뉜다. 이때 직선주행시는 휠과 레일의 종류에 관계없이 휠의 담면부와 레일 헤드부의 한곳에서 접촉을 이루고 있다. 이것을 일반적으로 1점접촉(one-point contact or single-point contact)이라고 부른다. 그러나 곡선주행시는 휠과 레일의 종류에 따라 접촉이 두가지의 형태로 나누어진다. 첫번째는 두곳에서 접촉이 일어나는 경우로서 즉, 휠담면과 레일 헤드부의 접촉과 휠플랜지와 레일 내측부의 접촉이 함께 일어나는 경우이고 일반적으로 이러한 접촉을 2점접촉(two-point contact)이라 부른다. 두번째는 휠플랜지와 레일의 내측 한곳만 닿는 경우이다. 이러한 구분은 단지 휠과 레일의 형상에 의해서만 결정되고 본 연구에서 사용된 휠과 레일의 형상은 후자의 경우이다.

본 해석에서의 최적형상설계는 직선주행에 관련된 경우이고, 직선주행시의 초기접촉점(1점접촉)이 가지는 의미는 실제 철도차량의 주행에 있어서 주로 주행하는 레일의 접촉위치를 뜻한다. 주로 그 위치에 균열이 많이 발생하고 마모가 심하게 일어난다.

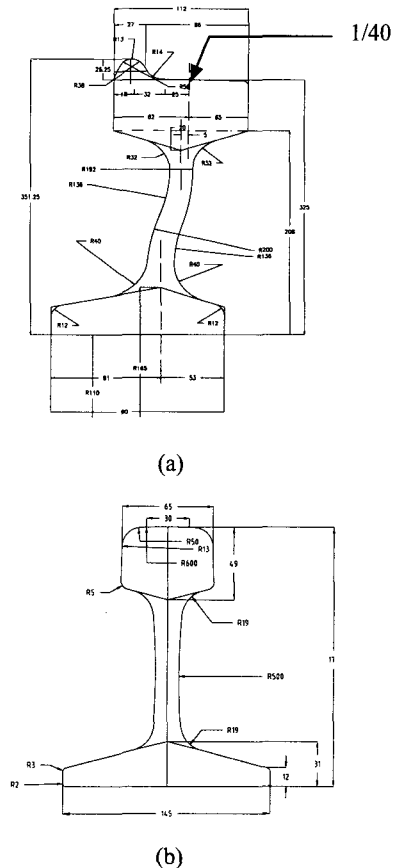
3. 유한요소해석 (3차원 접촉응력분포)

3.1. 해석모델 및 해석방법

우선, 본 연구의 타당성 검증을 위한 해석으로서 지름이 서로 다른 두개의 실린더가 접촉하는 경우와 두 개의 구가 접촉하는 경우에 대해서 유한요소해석을 수행하였다. 헤르쯔 이론⁽³⁾과 비교해 본 결과, 접촉면적에 있어서는 약 2%, 최대접촉응력에 있어서는 약 5%의 오차로 잘 일치하였다.

본 해석모델로 사용된 휠과 레일의 형상은 KS 규격을 참고하였고 Fig. 1과 같다. 휠과 레일은 같은 물성치로서 탄성계수(Young's modulus) E=206 GPa이고 푸아송 비(Poisson's ratio) $\nu=0.3$ 이다.

유한요소모델은 Fig. 2와 같이 진행방향으로 대칭이 되므로 전체모델의 반(half)을 모델링하였다. 이때, 사용된 요소는 축의 경우 4절점 강체 요소



(a) SSW1 wheel (b) 60kg rail
Fig. 1 Wheel-rail profile

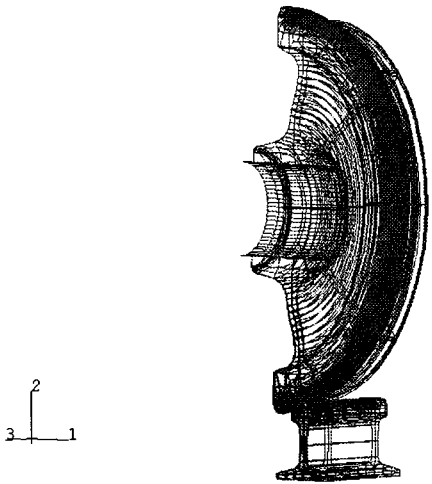


Fig. 2 Finite element mesh for wheel-rail contact

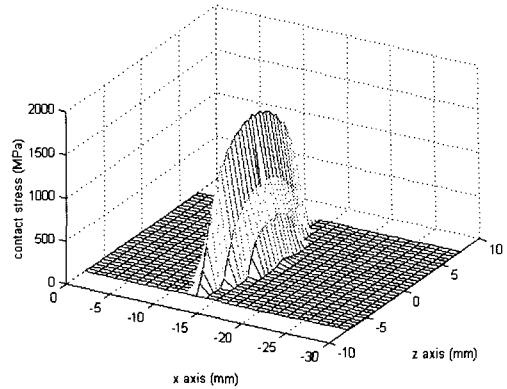
(rigid element)가 260개 사용되었고 휠과 레일의 경우 20 절점 요소(brick element)가 9,673개 사용되었으며, 총 절점 수는 44,179개이다. 구속조건은 레일하단을 완전히 구속하였고 하중조건은 축의 중앙에서 축중이 가해지는 것으로 설정하였고 변위제어를 하였다.

실제 축과 휠은 억지끼워맞춤을 하기 때문에 모델링에 있어서 축의 강체와 휠의 탄성체가 접촉하는 것으로 하였고 접촉하는 부분은 서로 떨어지지 않도록 하였다. 그리고 휠과 레일의 접촉에 있어서 마찰계수는 김창균 등의 연구⁽⁴⁾를 토대로 0.25를 사용하였다.

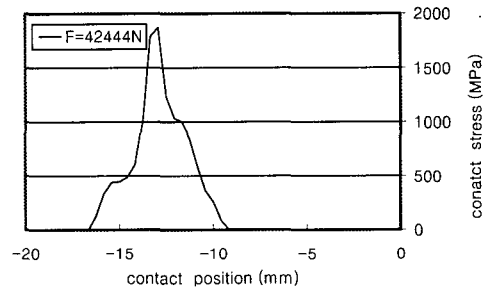
본 연구를 위한 프로그램으로서 모델링은 PATRAN Ver. 7.0을 사용하였고 유한요소해석은 ABAQUS Ver. 5.8을 사용하였다.

3.2 유한요소해석 결과 (레일설치기울기=0)

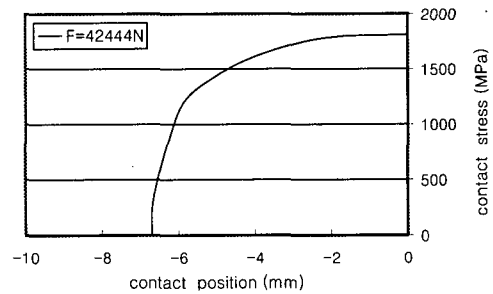
Fig. 3은 휠과 레일의 접촉응력분포를 나타낸 그림으로서, 추후의 연구결과들과 비교를 위하여 비선형 해석결과에서 충분히 접촉된 축중 중 대표적으로 축중이 42,444N일 때의 경우이다. Fig. 3(a)는 3차원으로 나타낸 그래프이고, Fig. 3(b)는 레일의 단면방향(lateral direction)으로만 나타낸 그래프이며, Fig. 3(c)는 레일의 길이방향(longitudinal direction)으로만 나타낸 그래프이다. 모든 그래프에서 접촉위치(contact position)는 레일헤드 중앙을 원점(0)으로 했을 때 레일헤드 중



(a)



(b)



(c)

- (a) 3-dimensional contact stress distribution
- (b) Contact stress distribution in lateral direction
- (c) Contact stress distribution in longitudinal direction

Fig. 3 Contact stress distribution of wheel-rail

앙과 접촉점과의 수평방향 거리(왼쪽 -, 오른쪽 +)이다.

Fig. 3(b)와 3(c)를 보면 레일의 단면방향 접촉응력분포는 이론에서의 타원형 분포가 아니라는 것

을 알 수 있고, 진행방향으로는 이론에서와 유사한 타원형 분포를 이루는 것을 알 수 있다. 레일의 단면방향으로 타원형분포를 이루지 않는 이유는 이론에서와 달리 휠의 답면이 기울어져 있고 또한 레일헤드의 접촉부분이 곡률의 중앙점에서 편심되어있기 때문이라고 생각한다.

3.3 레일설치기울기(γ)에 따른 접촉응력해석 결과

일반적으로 레일설치기울기는 1/40 또는 1/20을 사용하고 있다. 이 기울기의 선택은 사용되는 휠과 레일의 종류에 따라서 달라진다. 그 이유는 접촉응력을 감소시키는데 있어서 레일설치기울기의 결정은 휠답면 기울기와 레일헤드의 곡률반경과 서로 무관하지 않기 때문이다. 최근에 우리나라에서 사용될 고속전철용 휠과 레일의 경우는 김청균의 연구⁽⁴⁾에서 1/20의 설치기울기가 제안된 바 있다. Fig. 4는 레일설치기울기를 표시한 그림이다.

이에 60kg레일의 레일설치기울기를 각각 1/40, 1/20으로 하였을 때 휠-레일의 접촉응력을 해석하였다. 해석방법은 3.2절에서 언급한 내용과 동일하다.

Fig. 5는 레일설치기울기가 각각 1/40과 1/20일 때 휠-레일 접촉응력분포를 레일의 단면방향으로 나타낸 그래프이다. 레일설치기울기가 1/40일 때의 결과를 0일 때와 1/20일 때의 결과와 비교하면 접촉응력분포가 타원형 분포에 가까움을 알 수가 있다. 그 이유는 1/40의 경우는 초기접촉점의 위치가 레일의 중앙에서 접촉을 하고 또한 휠답면 기울기가 1/40으로 같으므로 다른 경우와 비교할 때 헤르쯔 이론과 유사하게 접촉을 이루고 있기 때문이라고 생각한다.

Table 1에서는 레일설치기울기가 각각 0, 1/40, 1/20일 때의 휠-레일의 최대접촉응력을 나타내었다. 표에서 보는 바와 같이 레일설치기울기를 주는 경우가 기존에 주지 않는 경우보다 접촉응력을 줄일 수 있다는 것을 알 수 있다. 그리고 결과를 토대로 볼 때 현재 우리나라에 사용되고 있는 SSW1휠과 60kg레일의 경우는 레일설치기울기를 1/40으로 하는 것이 바람직하다고 생각한다.

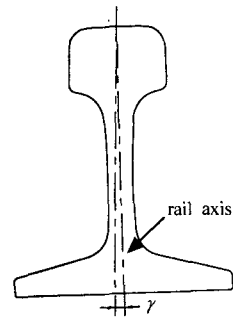
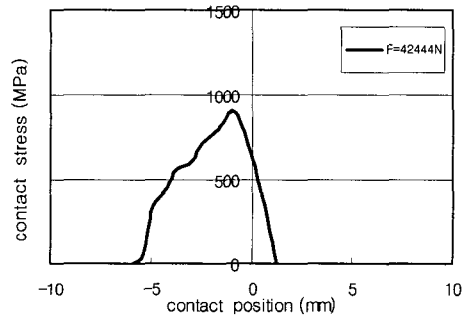
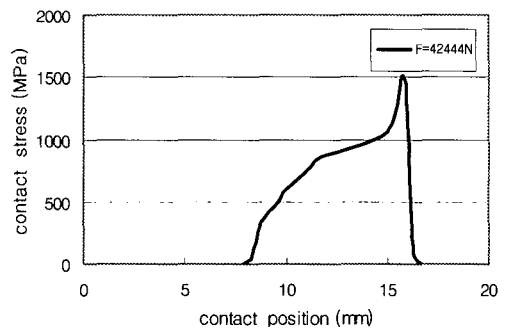


Fig. 4 Rail mounting slope



(a)



(b)

(a) $\gamma=1/40$ (b) $\gamma=1/20$

Fig. 5 Contact stress distribution in lateral direction

Table 1 Comparison of the maximum contact stress due to the rail mounting slope

	Maximum contact stress (MPa)	Reduction ratio (%)
No rail mounting slope	1810	
Rail mounting slope 1/40	903.3	50.1
Rail mounting slope 1/20	1483	18.1

4. 최적설계 적용

4.1 최적화 개요

본 해석에서는 휠과 레일의 접촉응력분포에 있어서 기하학적으로 가장 큰 영향을 미치는 레일 헤드부의 곡률반경과 레일설치기울기 그리고 휠의 답면기울기를 설계변수(design variable)로 하고, 최대접촉응력을 목적함수(objective function)로 설정하였다. 그리고 구속조건(constraint)은 휠-레일의 접촉에 있어서 현실가능한 범위까지 접촉할 수 있도록 초기접촉이 레일의 중앙에서 $\pm 15\text{mm}$ 안으로만 접촉하도록 설정하였다.

최적설계 수행에 있어서 본 3차원 모델의 유한요소해석상 어려움 즉, 비선형 해석으로 인한 장기간의 해석시간, 설계변수의 변화에 따른 초기접촉점 문제로 인한 해석 부적합, 설계변수의 변화에 따른 모델링 구성 등의 어려움을 해결하기 위한 방법으로 간략한 2차원 해석모델을 제시하

고자 한다. 최적설계 적용은 2차원 해석모델의 타당성을 먼저 제시하고 이어서 본 간략 모델을 이용하여 최적화를 수행하고자 한다.

Fig. 6은 본해석에서의 최적화 과정을 나타낸 순서도이고, 최적화 프로그램은 범용프로그램인 ADS를 사용하였으며, 최적화 알고리즘은 Table 2와 같다.

4.2 간략한 2차원 해석모델의 타당성

Fig. 7은 본 최적설계 적용 시 사용된 2차원 유한요소해석 모델로서, 레일의 경우는 탄성체 그대로 모델링하였으며 휠의 경우는 실제 휠답면기울기를 가지는 강체요소(rigid element)로 구성하였다. 구속조건은 레일의 하단부를 완전히 구속하고 하중은 강체요소의 이동(변위 제어)으로 가해주게 된다. 본 해석모델을 이용한 최적설계시의 이점은 최적화 시간의 효율성, 설계변수의 변화에 따른 초기접촉점문제 해결, 설계변수에 따른 간단한 모델링 구성이다.

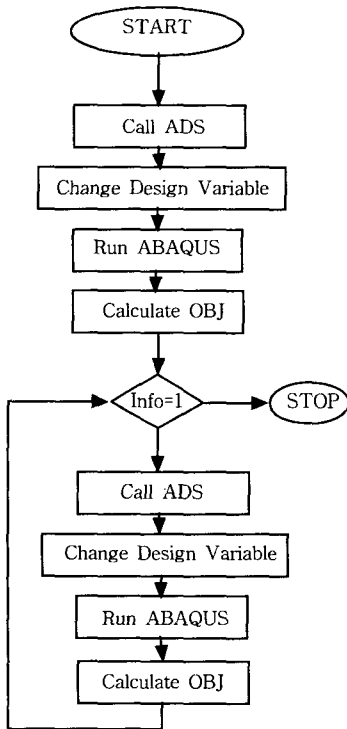


Fig. 6 Flowchart for optimization

Table 2 The algorithm using in optimization

Whole routine algorithm	Augmented Lagrange Multiplier method
Search direction detecting algorithm	Broydon-Fletcher-Goldfarb-Shanno Variable metric method
One-dimensional search algorithm	Golden Section method followed by polynomial interpolation

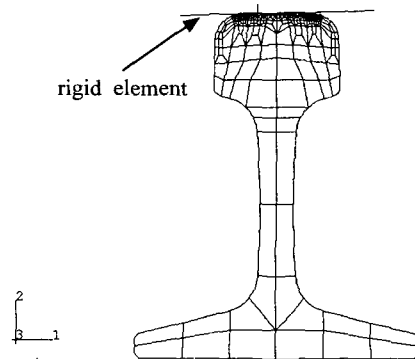
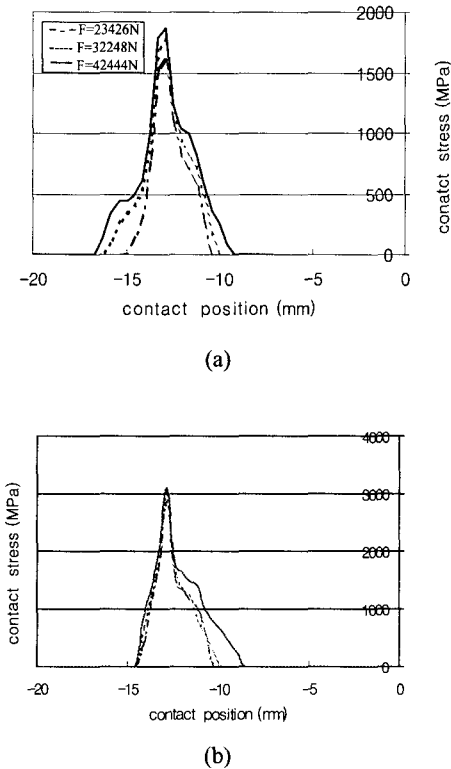


Fig. 7 Finite element mesh for optimum design

Fig. 8은 2차원 모델에 대한 최적설계 적용의 타당성을 나타낸 그래프이다. Fig. 8(a)는 위에서 3차원 유한요소해석 한 결과 중에서 레일의 단면 방향으로의 접촉응력분포를 나타낸 그래프이고 Fig. 8(b)는 본 최적설계 적용 시 제시한 2차원 모델을 이용하여 해석한 접촉응력분포를 나타낸 그래프이다. 그림에서 보면 두 해석결과가 비슷한 접촉면적을 가지는 경우에 유사한 분포를 보이고 있다. 또한, 가장 중요한 조건인 최대접촉응력의 위치가 거의 일치하는 것을 알 수 있다. 물론, 두 해석이 같은 하중조건하에서 해석한 것은 아니지만, 본 연구에서 제시한 간략한 2차원 해석에 있어서 하중의 증가, 감소에 따른 접촉응력분포의 변화(최대접촉응력의 증가, 감소)가 3차원 해석의 경우에도 같은 경향을 보일 것이라는데 주안점을 두고 있다. 즉, 본 최적설계에서는 2차원 모델을 이용한 해석결과가 3차원 모델에서도 같은 해석 결과를 준다는 것을 바탕으로 해석하고자 한다.



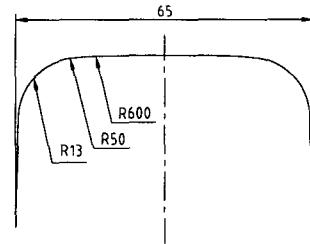
(a) 3-D F.E. analysis (b) 2-D F.E. analysis

Fig. 8 Contact stress distribution due to the contact position

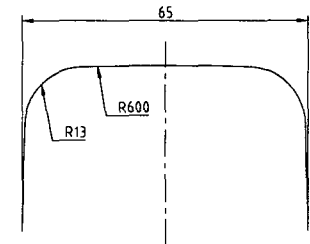
4.3 최적화 결과 및 결론

앞에서 언급했듯이 본 최적화는 직선주행에 관련된 경우이므로 레일 헤드부에서 게이지코너의 형상(R=13)은 그대로 유지하며 해석을 수행하였다.

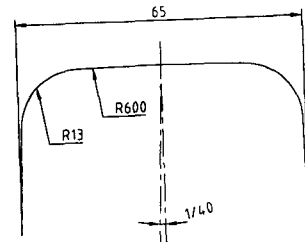
최적화 과정을 통해서 다음의 내용들을 얻을 수가 있었다. 첫째, 레일헤드 곡률반경의 크기가 크면 클수록 접촉응력을 줄일 수 있다. 이것은



(a)



(b)



(c)

- (a) 60kg 레일
- (b) R=600을 R=13까지 연장한 경우의 레일
- (c) R=600을 R=13까지 연장하고 1/40으로 설치한 경우의 레일

Fig. 9 Rail-head profiles

접촉면적이 넓어지기 때문에 예측 가능한 결과라 생각한다. 둘째, 횡단면 기울기와 레일설치기울기를 그대로 사용하였을 때에도 간단히 현재의 60kg 레일에서 R=50 부분을 제거하고 R=600 부분을 게이지 코너 부분 즉, R=13까지 연장제작함으로써 최대접촉응력을 현저히 줄일 수 있다. 셋째, 현재의 60kg 레일에서 R=50 부분을 제거하고 R=600 부분을 R=13 까지 연장한 레일을 사용하였을 경우, 레일의 설치기울기를 1/40 그리고 횡단면 기울기를 1/20으로 하였을 때가 가장 접촉응력을 줄일 수 있다.

Fig. 9는 60kg 레일헤드부의 형상과 위에서 제안한 R=50부분을 제거하고 R=600을 R=13까지 연장한 경우와 R=600을 R=13까지 연장하고 레일설치기울기를 1/40으로 하는 경우에 대한 레일헤드부의 형상을 나타낸 그림이다.

5. 최적화 결과에 대한 3차원 유한요소해석

최적설계 결과에 대하여 3차원 유한요소해석을 수행하였다. 해석방법은 위에서의 3차원 유한요소해석 방법과 동일하고 결과는 Table 3과 같다.

Case 1 횡단면 기울기 1/40을 유지하고 레일헤드 곡률반경은 R=50부분을 제거하고 R=600을 R=13까지 연장하여 제작한 경우

Case 2 횡단면 기울기를 1/20으로 하며, 레일헤드 곡률반경은 R=50부분을 제거하고 R=600을 R=13까지 연장하여 제작한 다음 레일설치기울기를 1/40으로 한 경우

Table 3 Comparison of the maximum contact stress

	Maximum contact stress (MPa)	Reduction ratio (%)
SSW1 wheel - 60kg rail	1810	
Case 1	964.8	46.7
Case 2	876.9	51.6

6. 결 론

3차원 유한요소법을 이용하여 레일설치기울기에 따른 횡과 레일의 접촉응력분포를 구하고 최적설계를 적용한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 횡과 레일의 접촉응력분포는 레일의 길이방향(longitudinal direction)으로는 타원형 분포를 이루지만, 레일의 단면방향(lateral direction)으로는 타원형분포를 이루지 않는다.

(2) SSW1 횡과 60kg 레일에 있어서 접촉응력을 줄일 수 있도록 레일설치기울기를 1/40으로 하여 설치하는 것이 바람직하다.

(3) 횡과 레일의 접촉응력에 기하학적으로 가장 큰 영향을 미치는 레일헤드의 곡률반경과 레일설치기울기 그리고 횡단면 기울기의 최적설계를 위한 간략한 2차원 해석모델을 제시하였다.

(4) 현재의 60kg 레일 형상에서 간단히 헤드부의 R=50 부분을 제거하고 R=600 부분을 R=13까지 연장하여 제작함으로써 최대접촉응력을 현저히 줄일 수 있다.

(5) 기존의 SSW1 횡의 단면 기울기를 1/40에서 1/20으로, 기존의 60kg레일에서 R=50부분을 제거하고 R=600을 R=13까지 연장하여, 그 설치기울기를 1/40으로 하는 경우가 접촉응력을 가장 줄일 수 있는 방법이다.

(6) 2차원 간략 해석모델을 이용한 본 해석 방법은 다른 종류의 횡과 레일에도 유사하게 적용시킬 수 있을 것이다.

후 기

본 논문은 한국과학재단 산하 성균관대학교 산업설비 안전성평가 연구센터의 연구비 지원으로 이루어진 것으로서, 이에 관계자 여러분들에게 감사드립니다.

참고문헌

(1) Smallwood, R., 1991, "An Optimization Technique to Minimize Rail Contact Stresses," *Wear*, 144, pp. 373 ~ 384.
 (2) John F. Leary, 1991, "Development of Freight

- Car Wheel Profiles - a Case Study," *Wear*, 144, pp. 353~362.
- (3) Johnson, K. L., 1985, *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, pp. 84~106, pp. 256~271.
- (4) 김청균, 김기환, 1997, "고속전철용 레일-휠 접촉에서 응력분포에 관한 유한요소해석," *Journal of KSTLE*, Vol. 13. No. 3, pp. 93~101.
- (5) 이강용, 1995, "휠-레일 접촉응력해석," 고속전철 기술개발사업 연구결과 논문집, pp. 105~119.
- (6) Yoshinari Yamamura, 1991, "New Light Corrugated Wheel," Sumitomo Metal Industries.
- (7) Akira Matsumoto, 1996, "Wheel-Rail Contact Mechanics at Full Scale on the Test Stand," *Wear*, 191, pp. 101~106.
- (8) Yoshihiko Sato, 1991, "Design of Rail Head Profiles with Full Use of Grinding," *Wear*, 144, pp. 363~372.
- (9) Miroslaw Olzak, 1992, "Numerical Analysis of 3D Cracks Propagating in the Rail-Wheel Contact Zone," *International Conference on Rail Quality and Maintenance for Modern Railway Operation*, pp. 385~395.