

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0098

철도차량용 휠과 레일의 접촉특성 및 응력 해석

Contact Characteristic and Stress Analysis of Wheel-Rail for Rolling Stock

성기득*, 양원호**, 조명래***, 김철****
Kideug Sung, Wonho Yang, Myoungrae Cho, Cheol Kim

ABSTRACT

In this paper, we investigate contact characteristic of wheel-rail interface for rolling stock using the finite element method. Contact stress distribution due to the rail mounting slope is obtained in order to reduce the contact stress. Stress analysis of the rail, firstly, is performed one subjected to elliptical pressure based on Hertz theory. Secondly, we perform stress analysis of the rail subjected to contact stress obtained by this study. Results for the maximum shear stress, its location and the principal shear stress distribution are compared.

주요기술용어 : Hertz Theory(헤르쯔 이론), Contact Stress Distribution(접촉응력분포), Principal Shear Stress(주전단응력), Tresca Stress(트레스카 응력)

1. 서론

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 경제성 이전의 문제가 된다. 철도차량의 수송방법이 레

일에 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 선박보다도 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 인하여 레

* 회원, 성균관대학교 기계공학과 대학원
** 회원, 성균관대학교 기계공학부
*** 회원, 인덕대학 기계설계과
**** 회원, 성균관대학교 기계설계과 대학원

일의 심한 마모에 의한 사고와 레일의 균열전파로 인하여 대형사고가 일어난 경우가 많다. 이러한 사고들을 줄이기 위해서 파괴역학적인 연구가 많이 실행되고 있지만, 이에 앞서 휠-레일의 접촉특성 파악과 응력해석이 선행되어야 하는 것이 더욱 더 중요하다 할 수 있다. 실제 휠-레일의 접촉특성(접촉응력분포)은 휠-레일의 종류에 따라 다르게 나타나며, 일반적으로 접촉응력의 해석은 최대접촉응력을 줄이기 위한 연구¹⁾와 열응력 해석 연구²⁾, 특히 파괴역학에 적용하기 위한 연구³⁾로서 수행되고 있다.

본 연구는 레일의 응력해석을 위한 연구로서, 응력해석의 경우 지금까지 대부분의 연구들은 Hertz 이론^{4,5)}에 기초한 하중을 가하여 레일의 응력해석을 하였다. 그렇지만, 실제의 경우는 휠-레일의 접촉응력분포가 Hertz 이론과 차이가 있으므로 좀 더 정확한 응력해석을 위해서는 실제 휠-레일의 접촉응력을 하중조건으로 부여하여 레일의 응력해석을 하는 것이 바람직하다고 할 수 있다.

이에, 우선 3차원 유한요소해석을 통해서 현재 우리나라에 사용되고 있는 SSW1 휠과 60kg 레일에 대한 접촉특성을 파악하였으며, 또한 최대 접촉응력을 줄이기 위해서 실제로 기존에 많이 사용하고 있는 레일의 설치기울기에 따른 접촉응력분포를 파악하였다. 레일의 응력해석에서는 첫 번째로 레일의 설치기울기를 달리하면서 60kg 레일에 Hertz 이론에 의한 반타원형 하중조건을 주어 해석하였다. 이 결과를 Hertz 이론에 의한 응력해석 결과와 비교 검토하였다. 두 번째는 본 연구에서 해석한 레일의 설치기울기에 따른 휠-레일 접촉응력분포를 60kg 레일에 하중조건으로 주어 응력해석을 수행하였다. 마찬가지로 이 결과들을 위의 응력해석 결과들과 비교 검토하였다.

2. Hertz 이론

차륜과 레일사이에는 점접촉이나 선 접촉 상태

에서 마찰접촉운동을 하는데, 두 물체간의 상대 접촉조건이 기하학적 형태나 물성치를 포함하여 탄성접촉에 관련된 접촉응력이나 접촉형태에 관한 해석에 헤르츠 접촉이 있다. Fig. 1과 같이 차륜의 반경 R_w 와 레일 정상부의 곡률반경 R_r 에 의하여 탄성접촉이 일어나는데, 이들 사이의 접촉형태가 타원이라고 가정할 경우의 접촉압력 P , 최대접촉압력 P_{max} , 타원형의 접촉면적 크기 a 와 b 는 다음의 Whitemore의 식⁵⁾으로 각각 표현된다.

$$P = \frac{3W}{2\pi ab} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b^2} - \frac{z^2}{a^2}} \quad (1)$$

$$P_{max} = \frac{3W}{2\pi ab} \quad (2)$$

$$a = C_a \sqrt[3]{\frac{WS}{K}}, \quad b = C_b \sqrt[3]{\frac{WS}{K}} \quad (3)$$

여기서 W 는 접촉면에 가해지는 하중을 나타내고, 타원 접촉면적의 장축인 $2a$ 와 단축인 $2b$ 의 비례상수 C_a 와 C_b 는 Table 1에서 각각 제시한다. 또한 동일한 재질을 사용한 차륜과 레일에 대한 S 와 K 는 각각 식(4)와 식(5)

$$S = \frac{4}{\left(\frac{1}{R_r} + \frac{1}{R_w}\right)} \quad (4)$$

$$K = \frac{4E}{3(1-\nu^2)} \quad (5)$$

로 주어지고, 차륜과 레일의 곡률반경이 이루는 각도가 $\theta = \pi/2$ 이므로 Table 1로부터 타원형 접촉 형태의 장축과 단축 반경식에 관련하여 C_a 와 C_b 를 계산하기 위한 a 는 다음의 식으로 주어진다. 즉,

$$a = \cos^{-1}\left(\frac{B}{A}\right) \quad (6)$$

여기서

$$A = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_r}\right) \quad (7)$$

$$B = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{R_w} - \frac{1}{R_r}\right) \quad (8)$$

Fig. 1은 휠-레일의 접촉면적을 나타낸 그림이

고 Fig. 2는 Hertz 이론에 의한 주전단응력분포를 나타낸 그림이다. Fig. 2에서 최대전단응력이 나타나는 위치는 접촉표면에서 $0.78b$ 되는 깊이에서 발생하며, 그 크기는 $0.3P_{max}$ 이다.

Table 1 Coefficients of C_a and C_b .

a	C_a	C_b
20	3.774	0.408
30	2.731	0.493
35	2.397	0.530
40	2.136	0.567
45	1.926	0.604
50	1.754	0.641
55	1.611	0.678
60	1.486	0.717
65	1.378	0.759
70	1.284	0.802
75	1.202	0.846
80	1.128	0.893
85	1.061	0.944
90	1.000	1.000

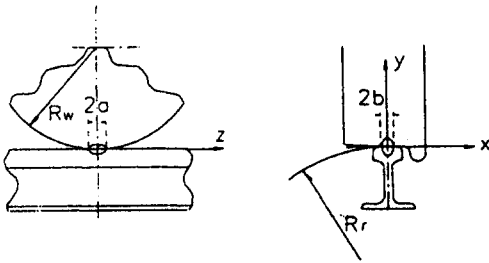


Fig. 1 Wheel-rail contact area

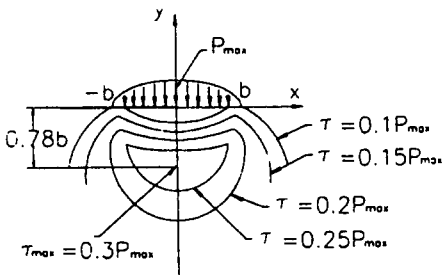
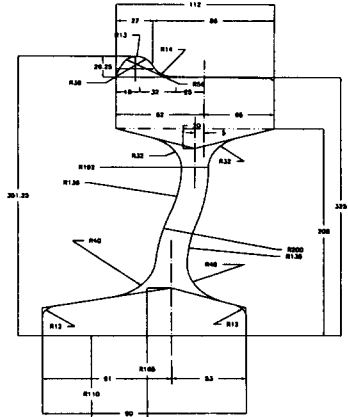


Fig. 2 Principal shear stress distribution by Hertzian pressure

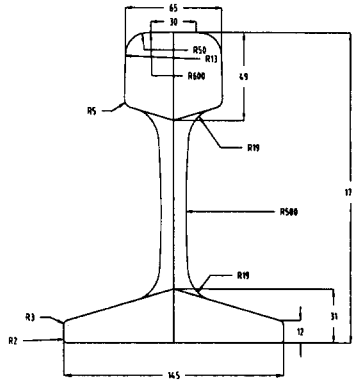
3. 접촉응력해석

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. Hertz 이론⁴⁾과 비교해 본 결과, 접촉면적에 있어서는 약 2%, 최대접촉응력에 있어서는 약 5%의 오차로 잘 일치하였다.



(a)



(b)

(a) SSW1 wheel (b) 60kg rail

Fig. 3 Wheel-rail profile

본 해석모델로 사용된 휠과 레일의 형상은 KS 규격을 참고하였고 Fig. 3과 같다. 휠과 레일은 같은 물성치로서 탄성계수(Young's modulus) $E=206$ GPa이고 프아송 비(Poisson's ratio) $\nu=0.3$ 이다.

유한요소모델은 Fig. 4와 같이 진행방향으로 대칭이 되므로 전체모델의 반(half)을 모델링하였다. 이때, 사용된 요소는 축의 경우 4절점 강체 요소(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 김청균 등의 연구¹⁾를 토대로 0.25를 사용하였다.

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

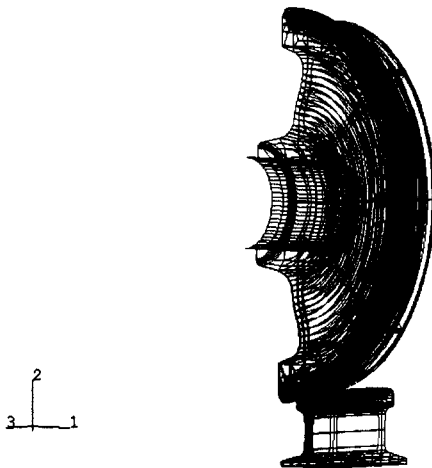


Fig. 4 Finite element mesh for wheel-rail contact

3.2 접촉응력해석 결과 (레일설치기울기=0)

Fig. 5~7은 휠과 레일의 접촉응력분포를 나타낸 그림으로서 대표적으로 축중이 42,444N일 때의 경우이다.

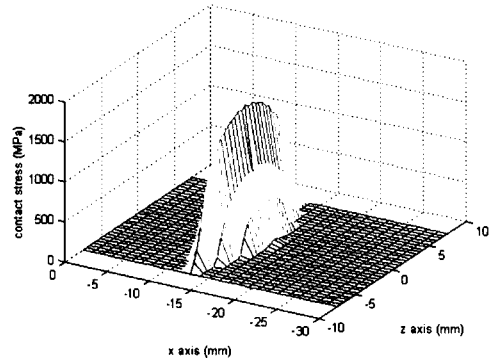


Fig. 5 Contact stress distribution of wheel-rail interface

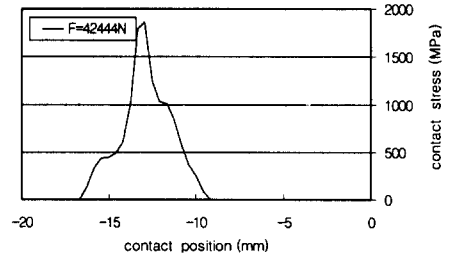


Fig. 6 Contact stress distribution in the lateral direction

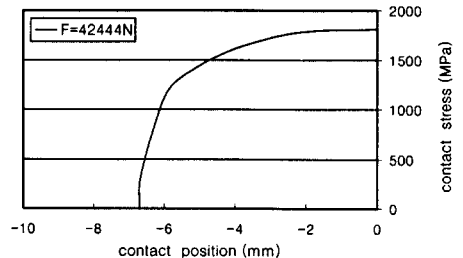


Fig. 7 Contact stress distribution in the longitudinal direction

Fig. 5는 3차원으로 나타낸 그래프이고, Fig. 6은 레일의 단면방향(lateral direction)으로만 나타낸 그래프이며, Fig. 7은 레일의 길이방향(longitudinal direction)으로만 나타낸 그래프이다. 모든 그래프에서 접촉위치(contact position)는 레일헤드 중앙을 원점(0)으로 했을 때 레일헤드 중앙과 접촉점과의 수평방향 거리(왼쪽 -, 오른쪽 +)이다.

Figs. 6, 7을 보면 레일의 단면방향 접촉응력 분포는 이론에서의 반타원형분포가 아니라는 것을 알 수 있고, 진행방향으로는 이론에서의 유사한 반타원형 분포를 이루는 것을 알 수 있다. 레일의 단면방향으로 반타원형분포를 이루지 않는 이유는 이론에서와 달리 휠의 답면이 기울어져 있고 또한 레일헤드의 접촉부분이 곡률의 중앙점에서 편심 되어 있기 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 최대접촉응력을 감소시키는데 있어서 레일설치기울기의 결정은 휠답면 기울기와 레일헤드의 곡률반경과 서로 무관하지 않기 때문이다. 최근에 우리나라에서 사용될 고속전철용 휠과 레일의 경우는 김청균의 연구¹⁾에서 1/20의 설치기울기가 제안된 바 있다. Fig. 8은 레일설치기울기를 표시한 그림이다.

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

Figs. 9, 10은 레일설치기울기가 각각 1/40과 1/20일 때 휠-레일 접촉응력분포를 레일의 단면방향으로만 나타낸 그래프이다. 레일설치기울기가 1/40일 때의 결과를 0일 때와 1/20때의 결과와 비교하면 접촉응력분포가 반타원형 분포에 가까움을 알 수가 있다. 그 이유는 1/40의 경

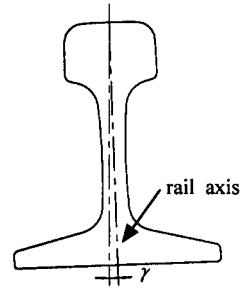


Fig. 8 Rail mounting slope

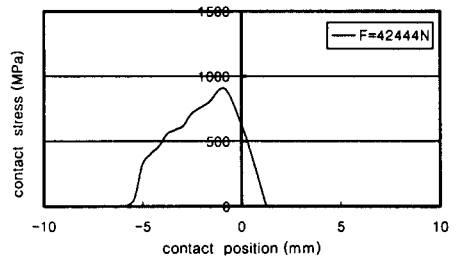


Fig. 9 Contact stress distribution in the longitudinal direction ($\gamma=1/40$)

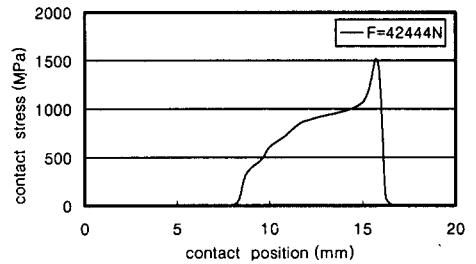


Fig. 10 Contact stress distribution in the longitudinal direction ($\gamma=1/20$)

Table 2 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

우는 초기접촉점의 위치가 휠의 중앙에서 접촉을 하고 또한 휠담면 기울기가 1/40으로 같으므로 다른 경우와 비교할 때 Hertz 이론과 유사하게 접촉을 이루고 있기 때문이라고 생각한다.

Table 2에서는 레일설치기울기가 각각 0, 1/40, 1/20일 때의 휠-레일의 최대접촉응력을 나타내었다. 표에서 보는 바와 같이 레일설치기울기를 주는 경우가 기존에 주지 않는 경우보다 최대접촉응력을 줄일 수 있다는 것을 알 수 있다. 그리고 결과를 토대로 볼 때 현재 우리나라에 사용되고 있는 SSW1 휠과 60kg 레일의 경우는 레일설치기울기를 1/40으로 하는 것이 바람직하다고 생각한다.

위의 결과들을 바탕으로 최대접촉응력을 목적 함수(object function)로 한 최적설계를 적용하면, 보다 더 낮은 최대접촉응력이 발생하는 레일 설치기울기를 찾을 수 있을 것이다.

4. 레일의 응력해석

4.1 해석방법

레일의 응력해석은 Hertz 이론과 비교검토하기 위해서 휠이 레일 위를 연속으로 지나가는 경우로서 평면 변형을 상태로 가정하여 해석하였다. 이러한 해석방법은 기존의 여러 논문들^(6,7,8)에서 적용된 바 있다. 요소는 8절점 평면변형률 요소를 사용하였고, 하중이 가해지는 위치와 주전단응력이 크게 발생하는 부분은 절점과 절점 사이를 0.2mm 간격으로 구성하였다.

구속조건은 레일의 하단부를 완전히 구속하였고 하중조건은 비교를 위해서 축중이 42,444N의 경우에 대하여 Hertz이론에 의한 반타원형 하중과 본 연구에서 구한 휠-레일 접촉응력을 하중으로 바꾼 두 경우로 나누어 해석하였다. 하중이 가해지는 위치는 SSW1 휠과 60kg 레일의 기하학적인 형상에 의해서 초기접촉점을 구하였고 그 위치에 하중이 가해지도록 하였다. 초기 접촉점은 레일의 중앙(0,0)을 기준으로 했을 때 레일설치기울기가 0일때는 그 위치가 (-14.9954

, -0.1874)이고, 레일설치기울기가 1/40, 1/20의 경우는 각각 그 위치가 (0,0), (14.9954, 0.1874)이다.

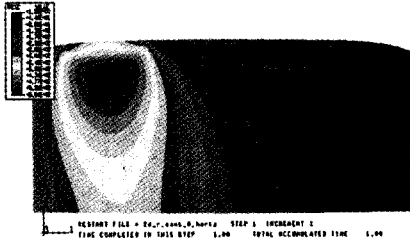
4.2 응력해석결과

4.2.1 Hertz 이론에 의한 반타원형 접촉응력분포를 하중으로 가한 경우

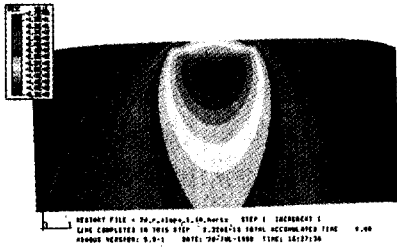
Table 3은 Hertz 이론에 의한 응력해석과 본 해석에 의한 응력해석 결과를 나타낸 표이다. 해석결과에서 최대전단응력은 그 값을 최대접촉응력(P_{max})의 값으로 나누어 무차원화 하였고, 최대전단응력이 나타나는 위치는 표면으로부터의 깊이(depth)를 접촉면적(b)의 값으로 나누어 무차원화 하였다. 각각 표에서 보는 바와 같이 최대전단응력과 최대전단응력이 나타나는 위치가 레일설치기울기 1/40일 때의 경우 가장 이론에 접근하고 있는 것을 볼 수 있다. 이것은 접촉응력해석의 경우에서와 같이 하중을 받는 레일헤드부에서의 위치가 (0,0)부근으로서 하중이 레일에 편심되어 가해지지 않아 하중을 받는 레일의 지지형태가 하중에 수직방향으로 Hertz 이론의 경우와 유사하기 때문이라고 생각한다.

Table 3 Comparison of maximum shear stress

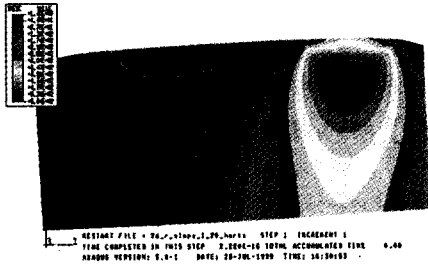
	Maximum shear stress (τ_1/P_{max})	Location of maximum shear stress (depth/b)
Hertz theory	0.30	0.78
No rail mounting slope	0.38	0.82
Rail mounting slope 1/40	0.36	0.76
Rail mounting slope 1/20	0.38	0.82



(a)



(b)



(c)

Fig. 11 Tresca stress distribution due to the rail mounting slope: (a) No rail mounting slope; (b) Rail mounting slope 1/40; (c) Rail mounting slope 1/20

Fig. 11은 레일설치기울기에 따른 트레스카 (Tresca, 주전단응력의 2배)응력분포를 나타낸 그림이다. 그림에서 보는 바와 같이 대체로 응력 분포가 Hertz 이론(Fig. 2 참조)과 유사한 것을

볼 수 있다.

즉, 이론에 의한 반타원형 하중조건을 주어 해석한 경우, 전반적으로 Hertz 이론과 유사하다는 것을 알 수 있으나, 실제로는 휠-레일의 접촉은 반타원형 하중조건이 아니므로 레일의 주전단응력분포는 다르게 나타날 것이다. 이에 대해서는 4.2.2절에서 기술하고자 한다.

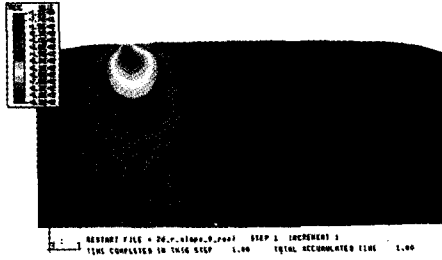
4.2.2 본 해석에 의한 휠-레일 접촉 응력분포를 하중으로 가한 경우

본 해석에서는 3절에서의 결과(Fig. 6, 9, 10)를 하중으로 가하여 해석하였다. Table 4는 본 절에서 해석한 결과를 나타낸 표이다. 물론 같은 최대접촉응력은 아니지만, 4.2.1절의 결과와 비교를 위해서 최대전단응력과의 비율로만 보았을 때 레일설치기울기가 1/40의 경우가 가장 비슷한 결과를 보이고 있음을 알 수 있다. 최대전단응력이 나타나는 위치(depth/b)는 본 해석의 결과를 앞 절에서의 해석결과와 비교해보면 본 해석의 경우가 더 작다는 것을 볼 수 있다.

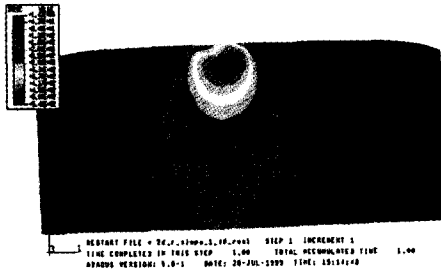
Fig. 12는 레일설치기울기에 따른 트레스카 응력분포를 나타낸 그림이다. 그림에서 보는 바와 같이 응력분포가 Hertz 이론(Fig. 2 참조)과 다르게 나타나는 것을 볼 수 있고 최대전단응력이 나타나는 위치가 레일의 표면 가까이에서 나타나고 있음을 볼 수 있다.

Table 4 Comparison of maximum shear stress.

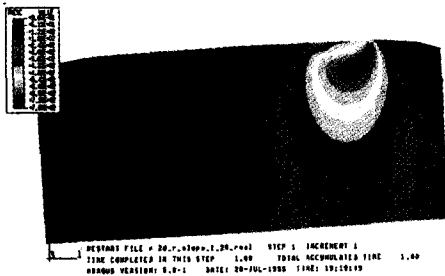
	Maximum shear stress (τ_1/P_{max})	Location of maximum shear stress (depth/b)
No rail mounting slope	0.28	0.23
Rail mounting slope 1/40	0.30	0.51
Rail mounting slope 1/20	0.27	0.10



(a)



(b)



(c)

Fig. 12 Tresca stress distribution due to the rail mounting slope: (a) No rail mounting slope; (b) Rail mounting slope 1/40; (c) Rail mounting slope 1/20

즉, 기존의 Hertz 이론에 근거하여 응력해석한 논문들^(6,7,8)과 비교해 볼 때, 휠-레일의 반복적

인 접촉으로 인하여 소성변형 또는 소성변형에 의한 균열이 발생할 수 있는 위치는 레일의 표면 아주 가까이에서 나타난다는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

3차원 유한요소법을 이용하여 레일설치기울기에 따른 휠과 레일의 접촉응력분포를 구하고 이를 바탕으로 레일의 응력해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 휠과 레일의 접촉응력분포는 레일의 길이방향(longitudinal direction)으로는 반타원형 분포를 이루지만, 레일의 단면방향(lateral direction)으로는 반타원형분포를 이루지 않는다.

2) SSW1 휠과 60kg 레일에 있어서 최대접촉응력을 줄이기 위한 방법으로 레일설치기울기 주는 경우, 1/20보다는 1/40으로 설치하는 것이 바람직하다.

3) 휠-레일의 접촉으로 인하여 나타나는 레일의 주전단응력분포는 기존의 Hertz 이론이나 Hertz 이론에 근거한 주전단응력분포와 다르고, 최대전단응력이 나타나는 위치도 레일의 표면 아주 가까이에서 나타난다.

4) 3)의 결론을 통해 레일에 나타나는 균열의 발생은 레일의 표면 아주 가까이에서 발생하므로 파괴역학적인 연구에 있어서 충분히 고려되어야 한다.

후 기

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

참 고 문 헌

- 1) 김청균, 김기환, "고속전철용 레일-휠 접

- 측에서 응력분포에 관한 유한요소해석”,
Journal of KSTLE, Vol. 13, No. 3, pp.
93~101, 1997.
- 2) L. Ramanan, R. Krishna Kumar, R
Sriraman, "Thermo-mechanical finite
element analysis of a rail wheel",
International Journal of Mechanical
Sciences, 41, pp. 487~505, 1999.
 - 3) S. Bogdanski, M. Olzak, J. Stupnicki,
"Numerical stress analysis of rail rolling
contact fatigue cracks", Wear, 191, pp.
14~24, 1996.
 - 4) K. L. Johnson, "Contact Mechanics",
Cambridge University Press, pp. 84~106,
pp. 256~271, 1985.
 - 5) H. L. Whittemore. S. N. Pertrenko, Tech.
Bureau Standards. No. 201, 1921.
 - 6) 이강용, "휠-레일 접촉응력해석", 고속전
철 기술개발사업 연구결과 논문집, pp.
105~119, 1995.
 - 7) T. N. Farris, "Effect of overlapping wheel
passages on residual stress in rail corners",
Wear, 191, pp. 226~236, 1996.
 - 8) A. K. Hellier, M. B. McGirr, "A Finite
Element and Fatigue Threshold Study of
Shelling in Heavy Haul Rails", Wear, 144,
pp. 289~306, 1991.
 - 9) Akira Matsumoto, "Wheel-Rail Contact
Mechanics at Full Scale on the Test
Stand", Wear, 191, pp. 101~106, 1996.
 - 10) Stephen Mace, Reuben Pena, Nicholas
Wilson, Dominic DiBrito, "Effects of
wheel-rail contact geometry on wheel set
steering forces", Wear, 191, pp. 204~
209, 1996.
 - 11) V. A. Profillidis, "Railway engineering",
Avebury Technical, 1995.