

컨테이너 철도차륜의 안전성 평가에 관한 연구

이동우¹, 김진남², 조석수^{3*}

¹동아대학교 기계공학과, ²강원대학교 기계공학과, ³강원대학교 자동차공학과

A Study on Safety Estimation of Railroad Wheel

Dong-Woo Lee¹, Jin-Nam Kim² and Seok-Swoo Cho^{3*}

¹Department of Mechanical Engineering, Dong-A University

²Department of Mechanical Engineering, Kangwon National University

³Department of Vehicle Engineering, Kangwon National University

요약 철도차량의 고속화가 가속화되면서 화물을 운송하던 컨테이너 차량이 차륜의 파손에 의하여 탈선하는 사고가 발생하여 많은 물적 피해가 발생하고 있으며, 이러한 철도차량의 사고는 많은 인명 피해와 물적 피해를 가져오는 대형 사고로 발전할 수 있다. 따라서 이에 대한 재발 방지를 위한 차륜의 파손 해석에 대한 연구가 필요한 실정이다. 철도차량의 차륜은 기계적 하중과 열하중을 동시에 받으며, 기계적 하중으로는 철도차량의 무게에 의한 수직하중과 곡선 구간을 운행할 때 차륜과 레일의 접촉부에 수평하중이 발생하며, 철도차량의 제동시 담면제동에 의한 반복적인 열하중을 받는다. 이러한 차륜에 발생하는 기계적 하중과 열하중은 차륜의 균열과 잔류응력 등을 발생시키는 것으로 알려져 있다. 따라서, 본 연구에서는 차량 주행 시의 브레이크 이력과 하중 조건을 고려한 열구조 연성해석을 수행하여 차륜에 부과되는 최대응력을 추정하였으며, 이 값을 파괴역학 파라미터인 응력확대계수에 적용하여 차륜의 안전성을 평가하였다.

Abstract Recently, high speed of container freight cars is causing fatigue damage of wheel. Sudden failure accidents cause a lot of physical and human damages. Therefore, damage analysis for wheel prevents failure accident of container freight car. Wheel receives mechanical and thermal loads at the same time while rolling stocks are run. The mechanical loads applied to wheel are classified by the horizontal load from contact of wheel and rail in curve line section and by the vertical force from rolling stocks weight. Also, braking and deceleration of rolling stocks cause repeated thermal load by wheel tread braking. Specially, braking of rolling stocks is frictional braking method that brake shoe is contacted in wheel tread by high breaking pressure. Frictional heat energy occurs on the contact surface between wheel tread and brake shoe. This braking converts kinetic energy of rolling stocks into heat energy by friction. This raises temperature rapidly and generates thermal loads in wheel and brake shoe. There mechanical and thermal loads generate crack and residual stress in wheel. Wetenkamp estimated temperature distribution of brake shoe experimentally. Donzella proposed fatigue life using thermal stress and residual stress. However, the load applied to wheel in aforementioned most researches considered thermal load and mechanical vertical load. Exact horizontal load is not considered as the load applied to wheel. Therefore, above-mentioned loading methods could not be applied to estimate actual stress applied to wheel. Therefore, this study proposed safety estimation on wheel of freight car using heat-structural coupled analysis on the basis of loading condition and stress intensity factor.

Key Words : Stress Intensity Factor, Wheel And Axle, Wheel Tread

1. 서론

최근 철도차량의 고속화가 가속화되면서 화물을 운송

하던 컨테이너 차량이 차륜의 파손에 의하여 탈선하는 사고가 발생하여 많은 물적 피해가 발생하고 있다. 이러한 철도차량의 사고는 많은 인명 피해와 물적 피해를 가

*교신저자 : 조석수(sscho394@kangwon.ac.kr)

접수일 10년 01월 21일

수정일 (1차 10년 03월 21일, 2차 10년 04월 05일)

게재확정일 10년 04월 09일

저오는 대형 사고로 발전할 수 있어, 이에 대한 재발 방지를 위한 차륜의 파손 해석에 대한 연구가 필요한 실정이다.[1,2]

철도차량의 차륜은 운행 중 기계적 하중(Mechanical load)과 열하중(Thermal load)을 동시에 받는다. 차륜에 작용하는 기계적 하중으로는 철도차량의 무게에 의한 수직하중(Vertical force)과 곡선 구간을 운행할 때 차륜과 레일의 접촉부에 수평하중(Lateral force)이 발생하며, 철도차량의 제동시 답면제동(Tread braking)에 의한 반복적인 열하중을 받는다. 특히 철도차량의 제동방식은 마찰식 제동방식으로 제륜자(Brake shoe)를 높은 압부력(Braking pressure)으로 차륜답면(Wheel tread)에 접촉시키면 차륜답면과 제륜자 사이의 접촉면에 마찰열이 발생하며 이것은 차량의 운동에너지를 마찰에 의한 열에너지로 변환시켜 제동을 하는 원리이다. 이러한 제동방식은 제동시 차륜과 제륜자의 온도를 급격히 상승시켜 차륜과 제륜자에 열하중으로 작용한다. 이러한 차륜에 발생하는 기계적 하중과 열하중은 차륜의 균열과 잔류응력 등을 발생시키는 것으로 알려져 있다.[3,4]

차륜에 발생하는 응력에 대한 연구로서, Wetenkamp 등^[5]은 제륜자의 종류에 따른 온도분포를 평가하기 위한 실험을 수행하였으며, Seo 등^[6]은 차륜과 레일의 접촉조건에 따른 잔류응력의 영향을 평가하였다. 또한, Donzella 등^[7]은 열하중에 의한 열응력과 잔류응력 평가를 통한 피로수명을 평가하였다.

하지만 전술한 대부분의 연구는 차륜에 발생하는 최대 응력과 잔류응력을 평가할 때 차륜에 작용하는 하중으로 열하중과 기계적 하중의 경우는 수직응력만을 고려한 경우가 대부분이며, 수평하중을 고려한 경우라도 이들 하중의 부하의 방향 등의 조건을 고려하지 않아 실제 차륜에 부하된 응력을 평가하기 위하여 적용하기는 어렵다.

따라서, 본 연구에서는 차량 주행 시의 브레이크 이력과 하중 조건을 고려한 열구조 연성해석을 수행하여 차륜에 부하되는 최대응력을 추정하였으며, 이 값을 파괴역학 파라미터인 응력확대계수에 적용하여 차륜의 안전성을 평가하였다.

2. 연구대상과 범위

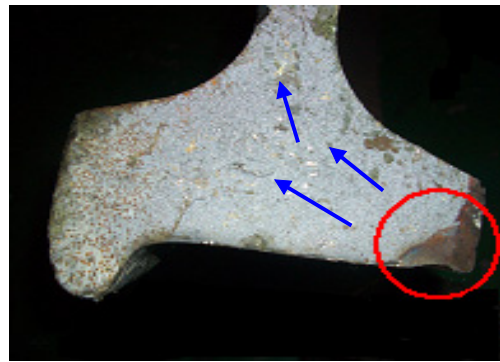
2.1 차륜의 파손사례

컨테이너용 화차가 지속적인 제동과 완해를 취급해야 하는 곡선과 구배가 많은 구간을 운행하던 중, 차륜의 파손에 의하여 차량이 탈선하는 사고가 발생하였으며, 그림

1 (a) 는 파손된 차륜의 파손사진을 나타낸 것이다. 그림 1 (b)는 파손 차륜의 답면을 나타낸 것으로 그림에서 보는 것과 같이 답면 모서리 부분에 균열이 관찰되고 있다. 따라서 차륜의 모서리 부분에서 균열이 발생되어 그림의 화살표 방향으로 파손이 일어난 것으로 생각된다.



(a) 파손된 차륜



(b) 차륜의 크랙진전방향

[그림 1] 파손 차륜 사진

2.2 차륜의 제원

파손 차량의 제원은 자중 191,100 N, 하중 470,400 N으로 축중(Axle capacity)이 165,375 N인 냉동컨테이너 화차이며, 차륜의 규격은 한국산업규격인 KS R 9221을 따르고 있으며, 컨테이너 화차의 브레이크 시스템은 하나의 차륜을 두 개의 제륜자가 제동을 하는 방식인 양압식 시스템이며, 제륜자에 의하여 차륜에 부하되는 압부력은 9,123.8 N이다.[8]

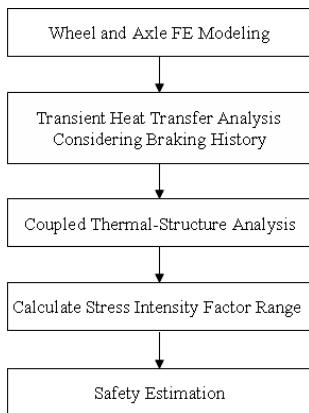
3. 차륜의 안전성 평가 방법

차륜의 안전성 평가는 2가지 경우에 대하여 평가하였

다. 일반적인 피로하중을 받는 재료의 평가에 주로 사용되는 Goodman 선도와 재료에 균열이 존재한다는 가정하의 파괴역학적 파라미터인 응력확대계수 K를 이용하여 평가하였다.

안전성 평가에 필요한 차륜에 발생하는 응력은 차량이 일반적인 직선로를 주행 중 제동할 경우와 곡선로를 주행할 경우에 발생하는 차량의 제동이력과 하중조건을 고려하여 유한요소해석을 수행하여 구하였다.

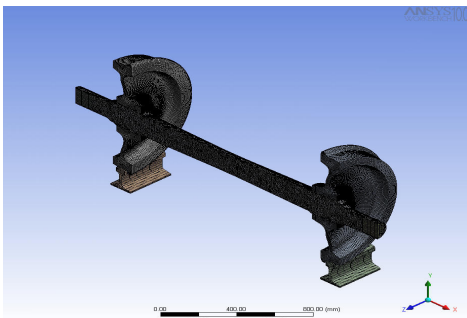
그림 2는 차륜의 하중조건에 따른 안전성 평가의 흐름도를 나타낸 것으로, 먼저 차륜의 제동 이력을 고려하여 차륜에 대한 과도열전달 해석을 수행하였다. 두 번째로 과도열전달 해석에서 구한 최고온도와 최소온도에 대하여, 열-구조 연성해석을 수행하였으며, 세 번째는 앞에서 구한 최대최소응력으로 차륜에 대한 응력확대계수를 구하였다. 마지막으로 차륜에 발생하는 최대/최소응력과 응력확대계수를 이용하여 차륜의 안전성을 평가하였다.



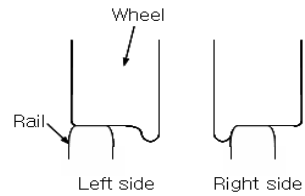
[그림 2] 차륜해석 방법에 대한 흐름도

4. 유한요소법을 이용한 응력해석

4.1 해석 모델



[그림 3] 차륜의 유한요소모델



[그림 4] 차륜의 경계조건

유한요소해석은 상용 프로그램인 Ansys사의 Workbench R10을 사용하였다. 그림 3은 윤축의 응력 해석을 위한 유한요소모델을 나타낸 것으로, 윤축의 대칭성을 고려하여 1/2 대칭으로 모델링하였으며 대칭면인 Z 방향만 구속하였다. 요소와 노드수는 각각 343,343, 224,506개이며 3D Structural solid(4-Node linear tetrahedron, 8-Node linear hexahedron) 요소를 사용하였다.

또한 곡선로 상의 차륜과 레일 상황을 모델링하기 위하여 그림 4와 같은 접촉조건을 부여하였으며, 레일은 강체 요소로 모델링하였다.

4.2 과도열전달 해석

4.2.1 해석조건

과도열전달 해석은 윤축에 대하여 수행하였으며, 해석조건으로 차륜과 제륜자 사이의 마찰면에는 마찰열이 발생하여 열속이 유입되고 나머지 부분에서는 대류에 의하여 방열이 일어나는 것으로 가정하여, 제동시 운동에너지의 90%가 열에너지로 전환된다고 가정하였으며,[9] 열분담률 및 열속은 식 (1)과 (2)로 나타낸다.[10] 또한 차륜에 부하되는 열속은 차륜이 직선로를 주행할 경우 일반적으로 행하는 제동이력과 곡선로를 주행할 경우의 제동이력을 고려하였으며, 차륜과 레일이 접촉하는 차륜담면에 열속을 부여하였다.

차량의 일반적인 제동이력은 100 km/h 주행시 21.6초 후 정지하며, 차량의 일반적인 곡선로 주행시의 제동이력은 그림 5에 나타내었다.

[표 1] 차륜과 제륜자의 열물성치

Thermal properties	Wheel	Brake shoe
Initial temperature, T (°C)	24	-
Thermal conductivity, K (W/mm°C)	4.785×10^{-2}	7.5×10^{-3}
Film coefficient, H (W/mm ² °C)	2.271×10^{-5}	-
Thermal expansion coefficient, α (1/°C)	1.08552×10^{-5}	-
Specific heat, C (J/kg°C)	434.3919	1040
Density, ρ (kg/mm ³)	7.833×10^{-6}	1.940×10^{-6}

표 1은 열전달 해석에 사용된 차륜과 제륜자의 열적 물성치를 나타낸 것이다.[11] 그리고 차륜에 유입되는 열분담률은 식 (1)에 의해 76.6%이며, 제륜자에 의하여 차륜에 부하되는 압부력은 9123.8 N이다.[8] 차륜과 제륜자의 접촉면적은 0.017 m², 평균마찰계수는 0.2로 하였다.[12]

$$\beta = 1 / \left(1 + \frac{\sqrt{(K_2 \rho_2 C_2)}}{\sqrt{(K_1 \rho_1 C_1)}} \right) \quad (1)$$

β = 열분담률

K_1 = 차륜의 열전달계수

K_2 = 제륜자의 열전달계수

ρ_1 = 차륜의 밀도

ρ_2 = 제륜자의 밀도

C_1 = 차륜의 비열

C_2 = 제륜자의 비열

$$q = \frac{\beta \cdot \mu \cdot P \cdot v}{A} \quad (2)$$

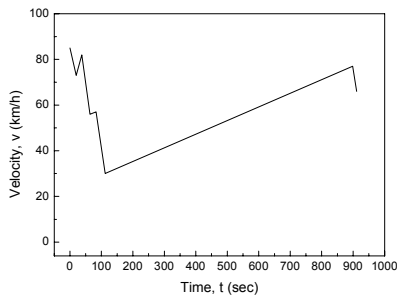
q = 열속

P = 압부력

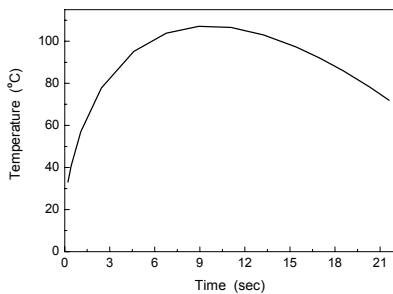
μ = 평균마찰계수

β = 열분담률 : %

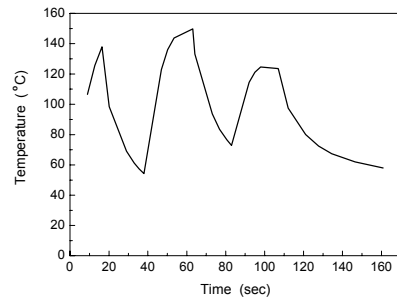
v = 제동초기속도



[그림 5] 곡선구간에 대한 차륜의 제동이력



(a) 직선로



(b) 곡선로

[그림 6] 과도열전달 해석결과

4.2.2 해석결과

그림 6은 과도열전달 해석 결과를 나타낸 것으로, 그림 6 (a)와 (b)는 각각 직선로와 곡선로 주행시의 시간에 따른 온도변화를 나타낸 것이다. 차량이 직선로를 주행하는 경우, 8.93 초에서 최고온도 107.09 °C가 나타났으며, 곡선로의 경우는 62.99초에서 149.81 °C의 최고온도가 나타났다. 그리고 직선로와 곡선로의 최저온도는 각각 71.96 °C와 54.23 °C로 나타났다.

4.3 열-구조 연성해석

4.3.1 해석조건

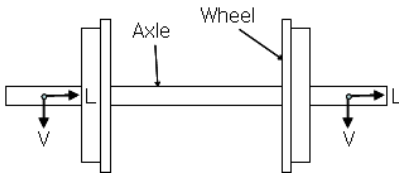
차륜에 부하된 응력을 추정하기 위하여 유한요소모델과 하중조건에 따라 2가지 경우에 대하여 해석을 수행하였다. 표 2는 하중조건을 나타낸 것으로, Case I은 차축에 수직하중만이 작용하는 경우로 일반적인 직선로를 주행하는 것이며, Case II는 차축에 수평하중과 수직하중을 작용하는 경우로 곡선로를 주행하는 경우이다. 그림 7은 표 2에 나타난 하중의 종류를 나타낸 것이다. 표 3은 해석에 사용된 재료물성치를 나타낸 것이며,[13] 접촉부의 경계조건은 접촉면 방향의 약간의 슬라이딩(Sliding)을 허용하는 No Separation으로 정의하였다.

또한 차륜에 부하되는 하중은 철도차량의 주행에 의하여 동적인 하중이 작용하므로 이를 고려하여 수직하중의 경우, Case I, II는 Schiliern[14]와 Fermer[15]가 제안한 축중의 140%를 부하하였다. 수평하중의 경우는 Case I, II 모두 AAR(American association of rail standards)[11], Schiliern[14]와 Fermer[15]이 제안한 수직하중의 50%를 부하하였다.

그리고 열-구조 연성 해석시, 앞 절의 과도열전달 해석에서 구한 최저온도와 최고온도에 대하여 해석을 수행하였다.

[표 2] 파손해석을 위한 하중조건

	Load conditions	
	Vertical force(N)	Lateral force(N)
Case I	231,525	-
Case II	231,525	115,762.5



(V : Vertical force L : Lateral force)

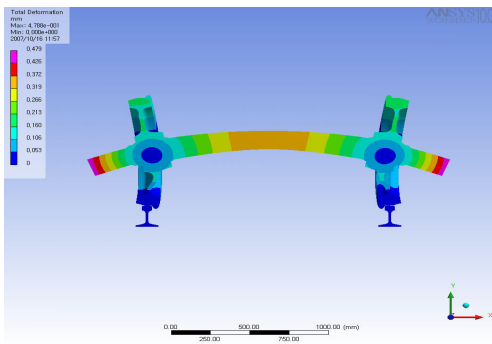
[그림 7] 차륜과 축에 작용하는 하중위치

[표 3] 차륜과 축의 재료물성치

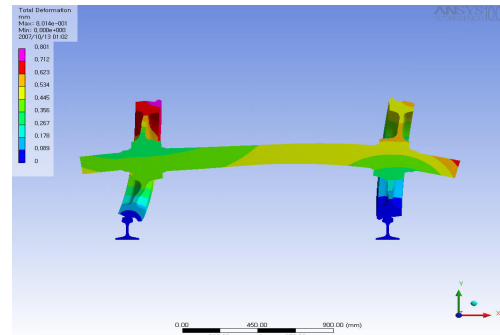
Mechanical properties	Wheel (RSW1)	Axle (RSA1)
Tensile strength, σ_t (MPa)	835	590
Yield strength, σ_y (MPa)	420	295
Young's modulus, E (GPa)	205.8	205.8
Poisson's ratio, ν	0.3	0.3
Fatigue limit, S_e (MPa)	242	-

[표 4] 차륜과 축에 대한 유한요소해석 결과

	σ_{max} (MPa)	σ_{min} (MPa)	δ_{max} (mm)	R
Straightaway	188.34	127.68	0.479	0.68
Curve	335.65	226.64	0.801	0.68



(a) 직선로



(b) 곡선로

[그림 8] 직선로와 곡선로에 따른 차륜과 축의 변형

4.3.2 해석결과

표 4는 직선로와 곡선로 주행시의 해석 결과를 나타낸 것으로, 최대응력은 각각 188.34 MPa와 335.65 MPa이다.

그림 8은 차륜과 축의 변형결과를 나타낸 것으로, 직선로에 대한 윤축의 변형은 구조적 하중으로 수직하중만을 고려하기 때문에 윤축이 일반적인 굽힘에 의한 변형 형상을 나타내고 있으며, 곡선로 주행시는 구조적 하중으로 수평하중과 수직하중을 동시에 고려하였기 때문에 윤축의 변형이 한쪽으로 치우쳐 나타나고 있다.

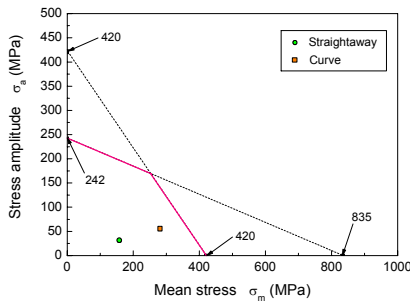
5. 차륜의 안전성 평가

5.1 Goodman 선도를 이용한 안전성 평가

Goodman 선도를 이용한 안전성 평가의 경우, 차륜에 발생하는 최대응력과 최소응력을 이용하여 평균응력 σ_m 과 응력진폭 σ_a 를 구한 후, 이를 Goodman 선도에 적용하여 안전성을 평가할 수 있다.

앞 절의 표 4의 결과값에서 평균응력과 응력진폭을 구하면, 직선로의 경우는 $\sigma_m = 158.1$ MPa, $\sigma_a = 30.33$ MPa이고 곡선로의 경우는 $\sigma_m = 281.31$ MPa, $\sigma_a = 54.36$ MPa이다. 그림 9는 앞에서 구한 직선로와 곡선로에 대한 σ_m 과 σ_a 를 Goodman 선도에 나타낸 것으로, 두 경우 모두 안전영역에 존재하는 것으로 나타났다.

따라서, 균열이 존재하는 기계나 구조물에 대한 안전성 평가에는 Goodman 선도 이외의 평가가 필요한 것으로 생각된다.



[그림 9] Goodman 선도를 이용한 안전성 평가

5.2 응력확대계수범위를 이용한 안전성 평가

일반적인 재료의 경우 크기가 아주 미세할지라도 어느 정도 크기의 균열을 포함하고 있으며 이러한 균열들이 성장하여 그 중 하나가 일정 크기에 이르면 파괴가 발생하게 된다. 이러한 파괴역학적 관점의 파라미터로 구조물의 균열선단의 응력의 크기를 나타내는 응력확대계수 K가 있다. 균열이 있는 구조물의 응력확대계수범위 ΔK 가 하한계응력확대계수범위 ΔK_{th} 보다 크게 되면 균열은 진전하고, 일정 크기가 되면 구조물은 부하하중을 견디지 못하고 파손에 이르게 된다.

그림 1 (b)의 파면을 관찰한 결과, 차륜 담면 모서리 부에 타원형 균열을 관찰할 수 있었으며, 평판에 존재하는 1/4타원형 모서리 균열에 대한 응력확대계수범위는 식 (3)으로 정의할 수 있다.[16]

따라서 본 연구에서는 파면에서 균열을 측정된 후, 이를 이용하여 ΔK 를 구한 후 ΔK_{th} 와 비교하여 차륜의 안전성을 평가하였다.

$$\Delta K = \Delta \sigma_t F \sqrt{(\pi a/Q)} \tag{3}$$

$$F = [M_1 + M_2 (a/t)^2 + M_3 (a/t)^4] g_1 g_2 f_\varnothing f_w$$

$$Q = 1 + 1.464 (a/c)^{1.65}$$

$$M_1 = 1.08 - 0.03 (c/a)$$

$$M_2 = -0.44 + \frac{1.06}{0.3 + (c/a)}$$

$$M_3 = -0.5 + 14.8 (1 - (c/a))^{15} + 0.25 (c/a)$$

$$g_1 = 1 + (0.08 + 0.4 (c/t)^2) (1 - \sin \varnothing)^3$$

$$g_2 = 1 + 10.08 + 0.15 (c/t)^2 (1 - \cos \varnothing)^3$$

$$f_\varnothing = ((c/a)^2 \cos^2 \varnothing + \sin^2 \varnothing)^{1/4}$$

$$f_w = 1 - 0.2 \lambda^2 + 9.4 \lambda^2 - 19.4 \lambda^3 + 27.1 \lambda^4$$

$$\lambda = (a/w) \sqrt{c/t}$$

여기서, σ_t 은 인장응력, a와 c는 균열길이, t는 두께를 나타낸다. 그림 1(b)의 파면에서 균열길이 a는 25 mm, c

는 13 mm로 측정되었으며, t는 60 mm이다.

직선로와 곡선로에 대한 ΔK 를 구하기 위하여, 연성 해석에서 구한 응력값(표 4)과 파면에서 구한 균열길이를 식 (3)에 대입하면 직선로의 경우 ΔK 는 $9.6 \text{ MPa} \sqrt{\text{m}}$, 곡선로의 경우 ΔK 는 $17.1 \text{ MPa} \sqrt{\text{m}}$ 을 얻을 수 있다.

또한 차륜에 대한 ΔK_{th} 는 응력비 R=0.7의 경우 $4.0 \text{ MPa} \sqrt{\text{m}}$ [17]이다. 따라서, 앞에서 구한 직선로와 곡선로에 대한 ΔK 를 ΔK_{th} 와 비교하면 모두 차륜의 ΔK_{th} 값보다 크기 때문에, 차륜에 발생한 균열이 진전하여 일정 크기 이상이 되었을 때 파손이 발생한 것으로 생각된다.

따라서, 기계나 구조물에 대한 안전성 평가는 Goodman 선도와 파괴역학 파라미터를 동시에 고려해야 할 것으로 사료된다

6. 결론

파손 차륜의 안전성을 평가하기 위하여, 차량 주행 시의 브레이크 이력과 하중 조건을 고려한 열구조 연성 해석을 수행하였으며, 이를 Goodman 선도와 파괴역학 파라미터인 응력확대계수에 적용하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 철도차량의 직선로와 곡선로 주행에 대한 과도열 전달 해석결과, 각 경우에 대한 최고온도는 107.09 ℃와 149.81 ℃로 나타났으며, 이 때의 최대응력은 각각 188.34 MPa과 335.65 MPa이다.
- (2) 차량 주행 중의 제동이력을 고려한 연성해석 결과 값과 파면에서 구한 균열길이를 이용하여 ΔK 를 구하였으며, 직선로의 경우 ΔK 는 $9.6 \text{ MPa} \sqrt{\text{m}}$, 곡선로의 경우 ΔK 는 $17.1 \text{ MPa} \sqrt{\text{m}}$ 을 얻을 수 있었다.
- (3) (1)과 (2)의 결과, 철도차륜이 제동할 때 직선로 보다는 곡선로에서의 최대응력과 응력확대계수범위가 약 1.8배 정도 높게 나타나고 있어, 철도차륜 설계시 수직하중과 수평하중을 동시에 고려한 설계가 필요하다.
- (4) Goodman 선도와 파괴역학 파라미터를 이용하여 차륜의 안전성을 평가한 결과, Goodman 선도의 경우 안전영역에 존재하였으나, 파괴역학 파라미터(ΔK)에 의한 평가는 불안정한 것으로 나타났다. 또한 파괴역학 파라미터에 의한 평가에서는 직선로와 곡선로 모두 불안정한 것으로 나타나, 철도차량과 같이 일정 기간 후, 균열이 발견되는

기계나 구조물의 경우에 대한 안전성 평가는 균열이 진전할 수 있는 임계균열길이의 관리가 필요한 것으로 사료된다.

참고문헌

- [1] Jae Ung Cho, "Statistical Fracture Analysis of Turbine Blade", J. of KAIS, Vol.7, No.2, pp.101-106, 2006.
- [2] Byung Kab Koh and Sung Chul Lee, "An Experimental and Numerical Study on the Fracture Behavior of Air Conditioner Impellers", J. of KAIS, Vol. 10, No. 12, pp.3533-3539, 2009.
- [3] Gordon J. and Perlman A., "Estimation of Residual Stresses in Railroad Commuter Car Wheels Following Manufacture", ASME IMECE RTD, 1998.
- [4] Jung Won Seo, Byeong Choon Goo, Jae Boong Choi and Young-Jin Kim, "A Study on the Contact Fatigue Life Evaluation for Railway Wheels Considering Residual Stress Variation", J. of KSME, Vol. 28, No. 9, pp.1391-1398, 2004.
- [5] Wetenkamp, H. R., "The Influence of Brake shoes on the Temperatures of Wheels in Railway Service", J. of Engineering for Industry, pp.32-36, 1980.
- [6] Jung Won Seo, Byeong Choon Goo and Heung Chai Chung, "Evaluation of Residual Stress of Railway Wheel", Spring Conference of Korean Society for Railway, Vol. 3, No. 1, pp.668-673, 2003.
- [7] Donzella G. and Scepi. M., "The Effect of Block Braking on the Residual Stress State of a Solid Railway Wheel", IMechE, pp.145-158, 1998.
- [8] ROTECO, Report of Braking Pressure Testing, 2003.
- [9] Kyung Jin Choi, Chan Woo Lee and Si Woo Lee, "Effect on coefficient of brake and distribution of temperature on the braking of recycling", Spring Conference of Korean Society for Railway, Vol. 1, No. 6, p.209, 2006.
- [10] K. Idemura, "Brake Technology of Railway Vehicle", Research of Machine, Vol.49, pp.49-68, 1997.
- [11] AAR S-660-83, Procedure for the analytical evaluation of locomotive and freight car wheel designs. Manual of standards and recommended practices, Mechanical Division, American association of rail standards, USA, G57, 1983.
- [12] 철도용품 공사규격서[합성제륜자] KRCS B244 01, 2006.
- [13] Young Sam Ham and Taek Yul Oh, "Stress Distribution of Tilting Vehicles wheel-set by Interaction Force Between Wheel and Rail", Proceedings of the KSPE 2006 Spring Annual Meeting, pp.351-352, 2006.
- [14] Schiliern, Calculation of Wheel and Axle Set, Internal report of Integral Coach Factory, NO. SWS 504860 E, 1951.
- [15] Fermer M., "Optimization of railway freight car wheel by use of fractional factorial design method", Proceedings of the Institute of Mechanical engineers, Vol. 208, p.97, 1994.
- [16] Newman Jr, J.C. & Raju, I.S., Stress intensity factor equations for cracks in three-dimensional finite bodies, NASA Technical Memorandum 83200, p.1, 1981.
- [17] Tanaka, K., "Mechanics and Micro-mechanics of Fatigue Crack Propagation", ASTM STP 1020, American society for Testing and Materials, Philadelphia, pp.151-183, 1989.

이 동 우(Dong-Woo Lee)

[정회원]



- 1995년 2월 : 동아대학교 기계공학과(공학사)
- 1997년 2월 : 동아대학교 기계공학과(공학석사)
- 2003년 2월 : 동아대학교 기계공학과(공학박사)
- 2004년 3월 ~ 현재 : 동아대학교 기계공학과 교수

<관심분야>
파괴역학, 구조최적설계

김 진 남(Jin-Nam Kim)

[정회원]



- 1977년 2월 : 중앙대학교 기계공학과(공학사)
- 1979년 2월 : 중앙대학교 기계공학과(공학석사)
- 1991년 2월 : 중앙대학교 기계공학과(공학박사)
- 1987년 3월 ~ 현재 : 강원대학교 기계공학과 교수

<관심분야>
고온열삭 및 난삭재 가공, 공구시스템설계

조 석 수(Seok-Swoo Cho)

[정회원]



- 1991년 2월 : 동아대학교 기계공학과(공학사)
- 1993년 2월 : 동아대학교 기계공학과(공학석사)
- 1997년 2월 : 동아대학교 기계공학과(공학박사)
- 1997년 8월 ~ 현재 : 강원대학교 자동차공학과 교수

<관심분야>

재료강도평가, 구조최적설계