

UIC 기준에 따른 궤간 가변 윤축의 내구성 평가

Durability Evaluation of the Gauge - Adjustable Wheelset System According to UIC Standard

김철수*, 안승호**, 정광우**, 장승호***, 장국진****, 김정규*****
Kim, Chul-Su Ahn, Seung-Ho Chung, Kwang-Woo Jang, Seung-Ho
Jang, Kook-Jin Kim, Jung-Kyu

ABSTRACT

To reduce the cost and the time of transport in Eurasian railroad networks such as TKR, TCR and TSR owing to the problem of different track gauges (narrow/standard/broad gauge), it is important to develop the gauge - adjustable wheelset system to adapt easily to these gauges. The gauge - adjustable wheelset system in the transcontinental railway have been proposed as a more effective way in comparison with other techniques for overcoming difference in track gauges. Assume that the freight train with gauge adjustable wheelset system is running from domestic train network to TCR, TSR in Eurasian continent, it is necessary to estimate the safety of this system. This study is evaluated at examination of safety for freight train with gauge adjustable wheelset system by simulated durability analysis. Moreover, the predicted fatigue life at running track using the durability simulator was verified by the durability test according to UIC standard.

1. 서론

최근 우리나라 철도는 21세기 세계적인 교통 물류 중심지로 도약을 마련하기 위하여, 남북한 직결운행 및 유라시아 대륙철도 연계운행으로 부터 아시아 철도의 표준화까지 많은 관심 및 노력을 집중하고 있다. 그러나 대륙철도의 연계운행은 각 국의 궤간의 상이함으로 인한 대차교환이나 환적의 어려움으로 많은 문제점을 초래한다[1]. 환적, 윤축 또는 대차교환의 방법들은 운영비용, 다룰 수 있는 용량의 제한, 윤축 또는 대차를 보관할 큰 공간 등으로 인하여 최선의 시스템으로 선정되기가 어렵다. 그러므로 이종 궤간 주행에서 안전성을 유지하면서 국경에서 특정 부품을 장착하거나 제거하기 위하여 정차가 필요 없는 차량 시스템이 요구된다. 이를 위하여 고안되어진 것이 Fig 1과 같은 궤간가변 윤축시스템(gauge - adjustable wheelset system)이며, 이는 차량의 주행 중에 서로 상이한 궤간(협궤/표준궤/광궤)을 가지는 선로를 대차교환이나 환적 없이 신속하고 안전하게 직결 운행할 수 있는 자동 궤간 변환 장치시스템이다. 따라서 동북아 물류체계 및 철도네트워크에 적합하고 운송시간 및 비용을 절감하기 위하여, 이종궤간(협궤/표준궤/광궤)을 겸용 운행할 수 있는 궤간 가변 윤축시스템의 개발이 중요하다. 궤간 가변 차량에 대하여 해외각국은 자국의 상황에 적합한 도가적 기술을 개발 및 운영을 추진하는 중이며[1]. 국내에서도 이에 대응하여 특허출원 및 개념설계로부터 실질적인 제작 및 안전성 검토를 진행하고 있다. 궤간 가변 화차는 주행구간에서 안전성을 확보하기 위해서는 UIC 510-4(Wagons Variable-Gauge Running Gear for 1435/1520 mm and 1668 mm)규격[2]에 의거하여 궤간 가변 윤축의 내구성을 평가 하는 것이 중요하다. 그러나 이를 위해서는 복잡한 실험시험과 다수의 시제품을 사용하여 오랜 기간 내구성 실험시험과 같은 리그시험을 수행하는 것이 필요하다. 따라서 현재 설계중인 궤간 가변 윤축에 대한 개발기간 및 시제품 제작비용의 최소화를 위하여, 내구해석 시뮬레이션을 사용하여 UIC 510-4규격에 의거한 궤간가변윤축시

* 한국철도대학 차량기계과
** 한국철도대학 운전기전과
*** 철도기술연구원 선임연구원
**** 한양대학교 기계공학부

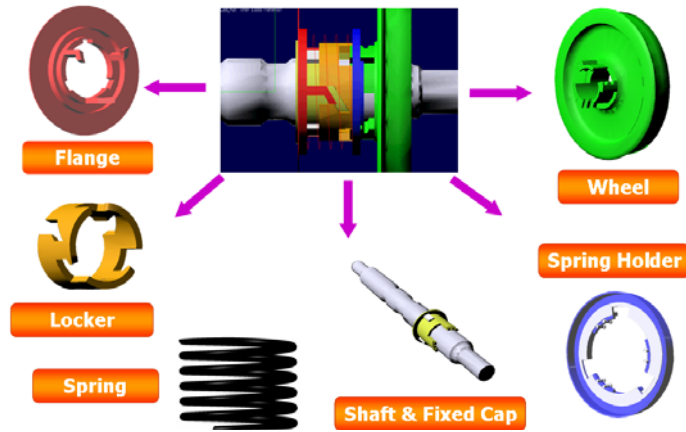


Fig.1 Gauge - Adjustable Wheelset System

시스템에 피로하중조건을 부여하여 실제 사용에서도 궤간가변장치의 이상 유무 및 이의 안전성을 검토하는 것이 매우 필요하다.

2. UIC510-4에 준한 피로해석절차

국제철도규격 UIC 510-4 (Wagons Variable-Gauge Running Gear for 1435/1520 mm and 1668 mm)규격[2]은 이중궤간을 가진 노선 위를 운행 할 수 있는 자동 궤간가변 윤축을 장착한 화물 차량 제작을 위한 규격이다. 이 궤간 변환 시스템은 특수 설비에 해당하므로 이것이 적용된 차량에는 RIV (Registrar Imported Vehicles)표시를 하여서는 아니 된다. 따라서 개발 예정인 궤간 가변 윤축시스템은 UIC 510-4규격에 의거 표준궤에서 운행에 투입되기 전에 임시 허가서를 얻기 위하여 안전 관련 모든 조건들을 만족하는 시험을 통하여 검증 받아야한다. 운행허가서를 얻기 위한 리그 시험은 50km/h 이상의 속도에서 궤간가변 윤축의 피로강도를 결정하는 회전 굽힘 시험이다. 이는 표준궤를 설정한 상태에서 Table 1.과 같이 UIC 510-4에 준한 3단계 프로그램을 실시한다. 여기서 P는 축중(axle load)이며, 본 연구에서 축중은 UIC510-4규격의 궤간 가변 윤축을 고려한 22ton이다. Fig. 2는 UIC 510-4에 준한 윤축의 내구성 시험을 위한 하중이력을 나타낸 것이다. 궤간 가변 윤축시스템은 UIC 규격에 준한 시험을 통하여 피로수명 10^7 cycles 까지 각 부품에서 파손 또는 균열발생의 유무로부터 이의 안전성을 검토한다.

3. UIC 규격의 정적하중하에 궤간가변 장치의 응력해석

3.1 경계조건

본 연구에 사용되는 궤간 가변 윤축시스템의 부품에 대한 재질은 다음과 같다. 차축과 차륜의 재질은 KS R 9220[3], KS R 9221[4]에 규격화되어 있으며, 고정캡, 플랜지, 잠금기구의 재질은 SF50A[5]이며, 스프링의 재질은 SUP9[5]이며, 스프링홀더 및 플랜지 잠금쇠의 재질은 SC410[5]으로 이루어져 있다. Fig. 3은 궤간 가변 윤축시스템의 피로강도 및 응력해석을 위한 주요 부품에 대한 유한요소망생성(Finite element generation)을 나타낸 것이다. 요소형태는 3차원 해석을 위한 8절점 직육면체 요소이며, 총 요소수와 노드수는 표 2에서와 같이 각각 52992개 79471개 이다. 해석에 입력 자료로 사용되는 재질의 탄성계수 (elastic modulus)는 207GPa, 프와송비(poisson's ratio)는 0.29이다. 요소망 모델링은 요소망 생성 전용 소프트웨어인 MSC.PATRAN[6] 및 MSC.MENTAT[7]를 사용하였으며, 응력해석 시뮬레이션은 MSC.MARC[8]에 의하여 수행 되었다. Fig. 4는 표준궤에서의 접촉 및 경계조건에 대한 상세도를 나타낸 것이다. 그림 Fig. 4(a)는 작동조건을 고려하여 본 시스템의 각 부품사이에 부여한 경계조건을 도시한 것으로서, 접촉조건을 설정하였으며, 먼저 축의 경계조건은 양 끝부분이 고정되어 있는 조건으로서 변위 및 회전에 대한 6자유도를 모두 구속하여 설정하였다. 또한 스프링과 스프링홀더 및 축의 경계조건은 접촉지점에서 모든 변위 회전의 6자유를 서로 구속하고 있는 “Glue Contact 조건”이다. 그리고 플랜지와 잠금기구 및 차륜의 경계조건은 궤간 가변구간에서 작동하는 부품으로 “Touch Contact 조건”이다. Fig. 4(b)는 표준궤의 하중 경계조건이며, 이는 UIC 510-4에 준한 수직하중과 수평하중으로 나타낸 것이며, 표준궤에서 최대하중이

발생하는 조건으로서 수직하중 183kN과 수평하중 -45kN 및 45kN을 각각 조합하여 두 가지 경우로서 부여하였다. 이와 같은 하중조건을 가지고 표준궤에서 유한요소해석을 수행하였다.

Table.1 Static / Fatigue test conditions of UIC 510-4 *P = 축중 22ton

Stage	No. of Cycles	Vertical Force [kN]		Transverse Force [kN]	
		Static	Dynamic	Static	Dynamic
I	6 X 10 ⁶	P	±0.5 P at 4Hz	0	±0.3 P at 2Hz
II	2 X 10 ⁶	P	±0.6 P at 4Hz	0	±0.36 P at 2Hz
III	2 X 10 ⁶	P	±0.7 P at 4Hz	0	±0.42 P at 2Hz

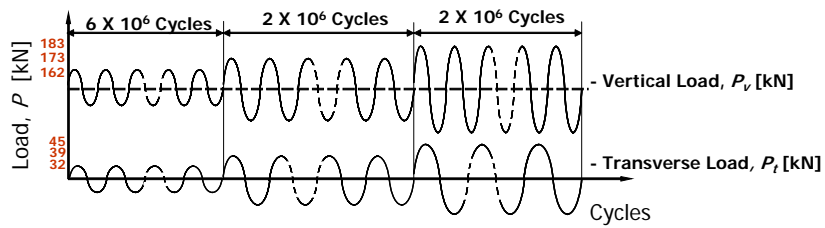


Fig. 2 Load History of UIC 510-4

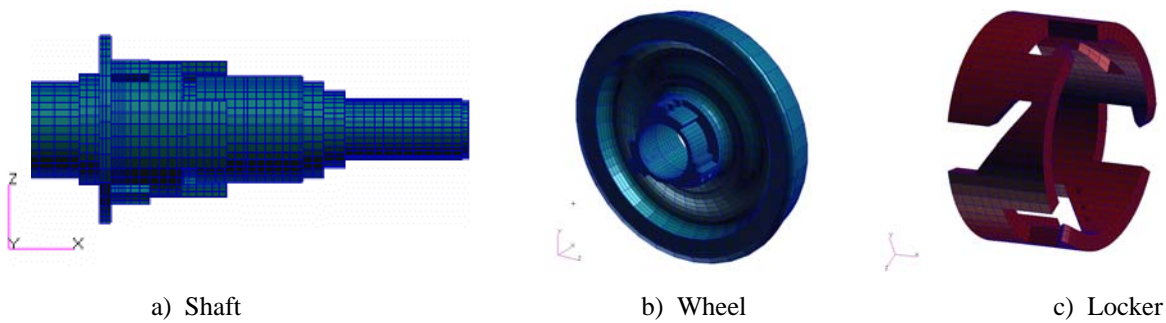
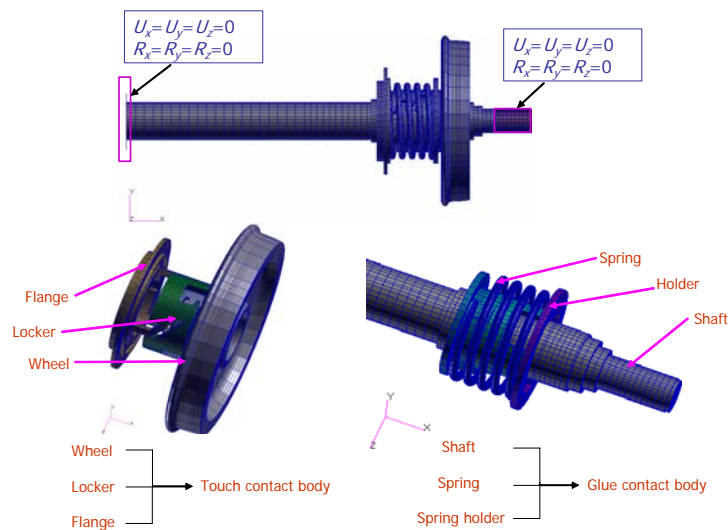
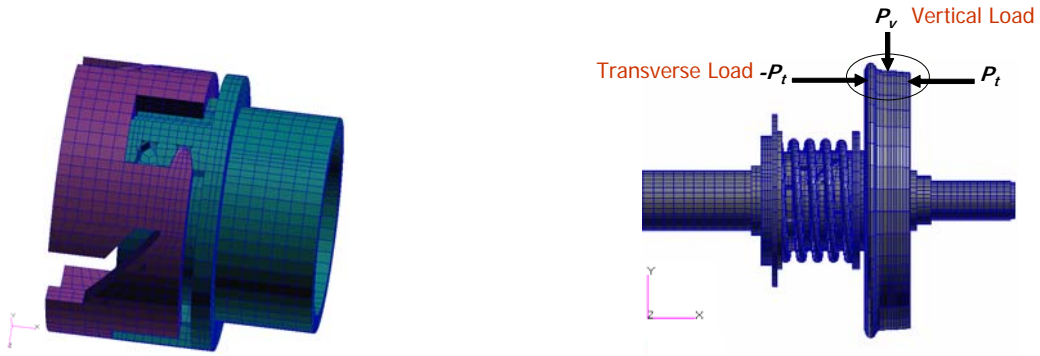


Fig.3 Finite element model of Gauge - Adjustable Wheelset System



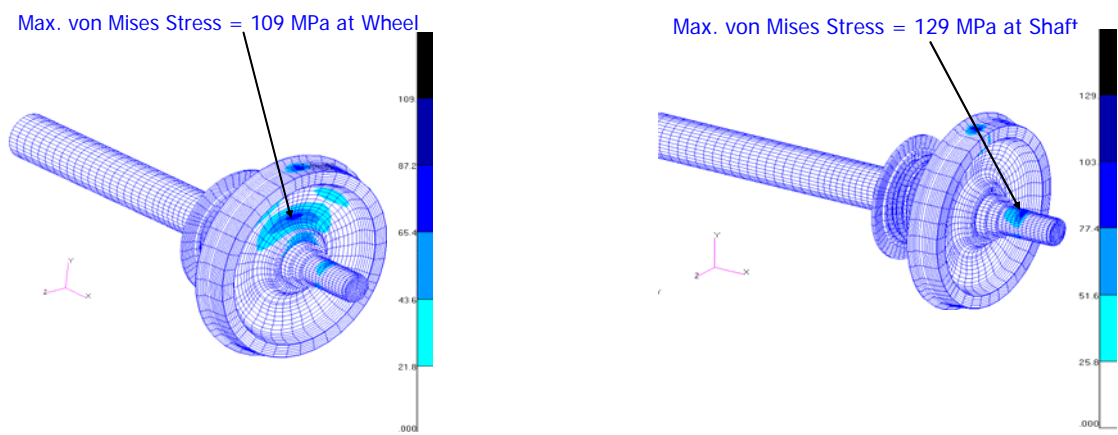
a) Contact Conditions



b) position of Locker and Groove at Standard gauge
 Fig. 4 Boundary and Contact Conditions of Standard gauge

3.2 표준제조조건하에 응력해석 결과

본 연구에서는 표준궤에서 이 시스템의 각 부품들에 대한 정적 응력해석결과 및 취약지점을 검토하고자 한다. Fig. 5(a), (b)는 표준궤에서 최대하중(수직하중=183kN, 수평하중=-45kN, 45kN) 부여한 전체 궤간 가변 윤축시스템의 유한요소해석결과를 나타낸 것이다. 이는 국제철도규격인 UIC 510-4에 준하여 하중조건을 순차적으로 나누고 그에 따른 응력해석 결과이다. Fig. 5(a)는 최대하중(수직하중=183kN, 수평하중=-45kN)을 부여하면 나타낸 결과로서 이때의 최대 von-Mises 응력은 차륜에서 109MPa 이며, 취약 부위는 차륜의 판부 부분이다. 그림 5(b)는 최대하중(수직하중=183kN, 수평하중=45kN)을 부여하면 나타낸 결과로서 이때의 최대 von-Mises 응력은 차축에서 129MPa 이며, 취약 부위는 차축상의 끝부분이다. Fig. 6(a)와 (b)는 표준궤에서 UIC 510-4에 준한 최대하중(수직하중=183kN, 수평하중=-45kN)하에서 궤간 가변 윤축시스템의 취약 부품별 von-Mises 응력분포를 나타낸 것이다. Fig. 6(a)는 차륜의 von-Mises 응력분포를 나타낸 것이다. 이에 대한 최대응력은 109MPa이며, 취약위치는 차륜의 판부 부분이다. Fig. 6(b)는 잠금기구의 von-Mises 응력분포 나타낸 것이다. 이에 대한 최대응력은 45MPa값이며, 취약위치는 잠금기구 안쪽 면이다. 그리고 Fig. 7은 그림 Fig. 6과 동일한 수직하중 183kN과 방향을 달리한 수평하중 45kN하에서 취



a) Max. Load (Vertical= 183kN Transverse= 45kN) b) Max. Load (Vertical= 183kN Transverse= -45kN)
 Fig 5. Finite-Element Analysis for Standard gauge of Gauge - Adjustable Wheelset System

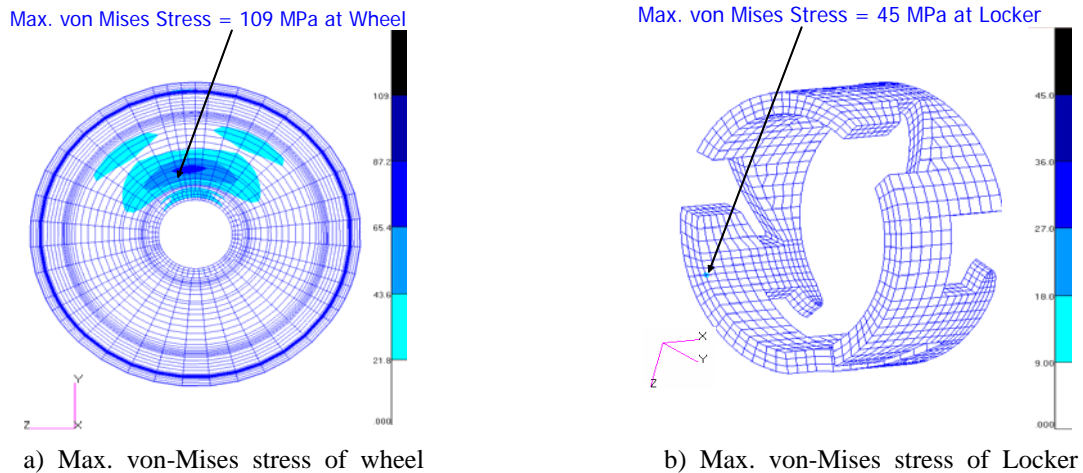


Fig. 6 FEA of Major parts for Max. Load(Vertical= 183kN Transverse= 45kN)

약 부품별 응력해석 결과이다. Fig. 7(a)는 차륜의 von-Mises 응력분포 나타낸 것이다. 이에 대한 최대응력은 61MPa이며, 취약위치는 차륜 판부 부분이다. Fig. 7(b)는 차축에 von-Mises 응력분포 나타낸 것이다. 이에 대한 최대응력은 129MPa이며, 취약위치는 차축상의 끝부분이다. Fig. 7(c)는 잠금기구의 von-Mises 응력분포 나타낸 것이다. 이에 대한 최대응력은 89MPa이며, 취약위치는 플랜지가 접촉하는 면이다.

한편, 보수적인 정적설계의 안전 여유도(safety margin)를 검토하기 위해서는 각 부품의 안전계수를 평가한 것이 중요하다. 여기서 안전계수는 소재의 항복강도(yield strength)에 대한 최대 von-Mises 응력으로서, 이의 식은 식 (1)과 같다.

$$\text{안전계수} = \frac{\sigma_y}{\sigma_{allow}} \quad (1)$$

여기서 σ_y 는 궤간 가변 윤축시스템의 각 부품들의 항복강도(Yield Strength)이며, σ_{allow} 는 각 부품들에 최대하중(수직하중=183kN, 수평하중=-45kN, 45kN) 부여시 작용되는 응력으로 각 부품들의 최대 von-Mises 응력이다. Table. 2와 Table. 3은 표준궤에서 UIC 510-4에 준한 최대하중(수직하중=183kN, 수평하중=-45kN, 45kN)을 부여한 응력해석 결과를 이용하여 정적설계의 안전 여유도(safety margin)를 안전계수로 평가한 결과이다. 표에서 보는 바와 같이 궤간 가변 윤축시스템의 부품들은 최대하중 부여에서도 최소 2.3이상의 안전계수를 가진다. 이상의 결과로부터 UIC 510-4에 준한 궤간 가변 윤축의 유한요소해석을 이용한 응력해석은 변형률계이지에 의하여 얻어진 시험과 일치함을 알 수 있다. 따라서 이의 응력해석결과는 궤간 가변 윤축시스템의 피로해석 시뮬레이션에 입력 자료로서 사용된다.

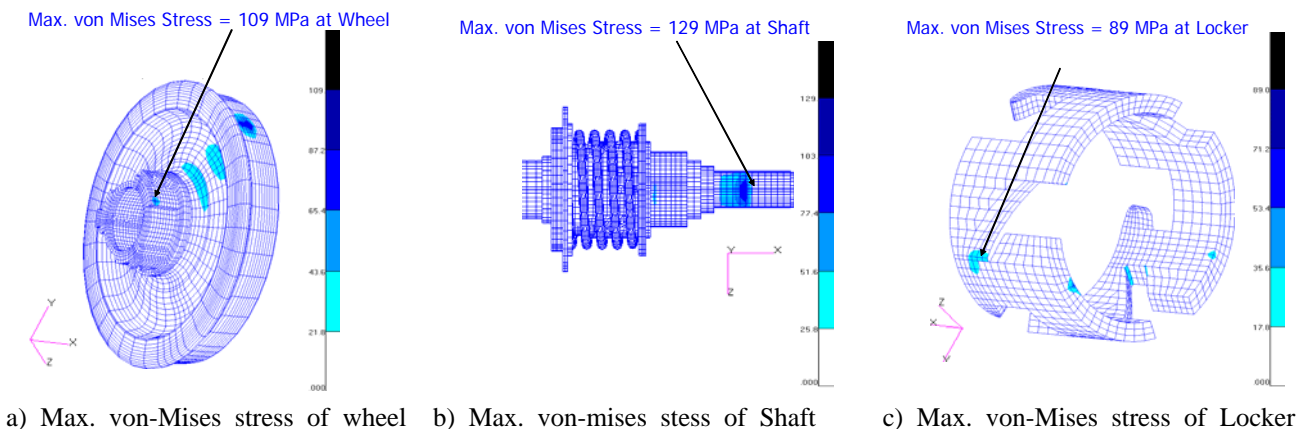


Fig. 7 FEA of Major parts for Max. Load(Vertical= 183kN Transverse= -45kN)

Table 2. Safety factor of Major parts for Max. Load(Vertical= 183kN Transverse= 45kN)

Gauge-Adjustable Wheelset System	Materials	Maximum von Mises stress [MPa]	Yield Strength [MPa]	Factor of Safety [S.F]
Locker	SF50A	45	330	7.3
Wheel	RSW1	109	420	3.9
Shaft	RSA1	100	295	3

Table 3. Safety factor of Major parts for Max. Load(Vertical= 183kN Transverse= -45kN)

Gauge-Adjustable Wheelset System	Materials	Maximum von Mises stress [MPa]	Yield Strength [MPa]	Factor of Safety [S.F]
Locker	SF50A	89	330	3.7
Wheel	RSW1	61	420	6.9
Shaft	RSA1	129	295	2.3

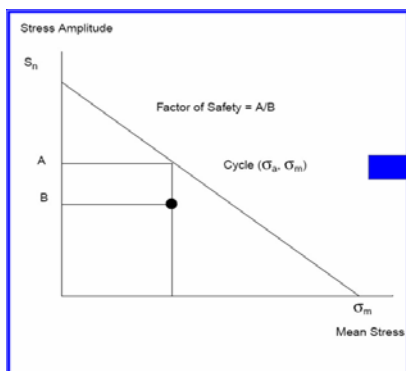
4. UIC규격에 준한 궤간가변 장치의 피로해석

내구성 해석 시뮬레이션은 사용소프트웨어 MSC.FATIGUE 2006[9]이다. 본 연구의 내구성 해석에서 사용되는 하중이력은 표준궤와 광궤 주행구간에서의 UIC 510-4에 준한 규격이다. 표준궤 주행구간에서 궤간 가변 윤축시스템의 부품들은 응력해석결과의 최대 von-Mises 응력으로부터 내구성 평가를 검토할 때, 10^7 cycles까지는 안전하다. Fig. 8은 평균응력에 대한 영향을 Goodman수식을 통하여 응력에 대한 안전계수로 다음과 같이 식 (2)로 평가하여 나타내었다. 그림으로 보는 바와 같이 궤간 가변 윤축시스템은 평균 응력에 대한 영향을 고려한 안전계수측면에서도 10^7 cycles까지는 안전하다.

$$\text{안전계수} = \frac{S_n}{\sigma_a} \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right) \right] \quad (2)$$

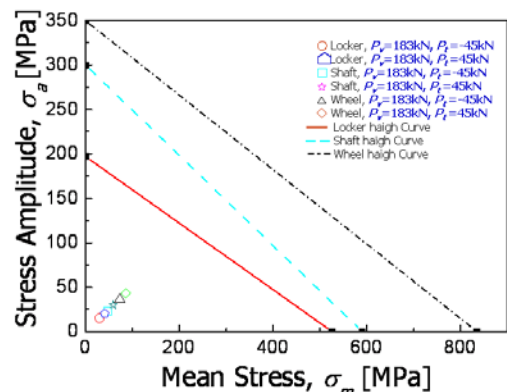
여기서 σ_m =평균응력(Mean Stress)이며, σ_u = 인장강도(Tensile Stress)이다.

궤간 가변 윤축시스템의 주요구성품인 차륜, 축, 잠금기구의 안전계수는 표준궤에서 UIC 510-4에 준한 최대 하중하에서 2.7이상이다. 그러므로 주행구간에서 이 윤축시스템이 정상적인 작동을 한다면, 이 시스템의 부품들은 내구성 측면에서 10^7 cycles까지 안전하다.



a) Safety Factor of Goodman

$$\text{Goodman based safe factor} \\ S.F = \frac{S_n}{\sigma_a} \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right) \right]$$



b) Relation of Stress amplitude and Mean Stress

Fig. 8 Goodman based Fatigue Safety Factor

5. 결 론

본 연구결과는 다음과 같다.

1.1. 궤간 가변 윤축시스템 각 부품은 안전성 검토의 연구 일환으로, 국제철도규격인 UIC 510-4에 의거한 하중이력을 바탕으로 표준궤에서의 정적응력해석을 하였다. 이의 결과 최대응력 및 취약지점을 검토하였다. UIC 510-4에 의거한 표준궤에서의 응력해석 결과는 궤간 가변 윤축시스템의 차축에서 최대 von-Mises 응력 129MPa 이며, 취약부위는 차축상의 끝부분이다. UIC 510-4에 의거한 광궤에서의 응력해석 결과는 궤간 가변 윤축시스템의 차축에서 최대 von-Mises 응력 116MPa 이며, 취약부위는 차축상의 끝부분이다.

2. 보수적인 정적 설계 관점에서의 안전 여유도를 검토하기 위해서 각 부품별 안전계수를 평가하였다. 안전계수는 재료의 항복강도를 기준으로 최대 von-Mises응력의 비로 나타내었다. 따라서 안전계수를 살펴보면, 궤간 가변 윤축시스템의 각 부품들은 최대 취약 조건인 표준궤 최대하중 부여에서 최소 2.3이상의 안전계수를 가진다.

3. 궤간 가변 윤축시스템의 주요 부품 안전계수는 평균응력의 효과를 Goodman수식을 통하여 나타내었다. 궤간 가변 윤축시스템의 각 부품들의 안전계수는 표준궤에서 UIC 510-4에 준한 최대 하중하에서 차륜, 축, 잠금기구에서 2.7이상이며, 주행구간에서 이 윤축시스템이 정상적인 작동을 한다면, 이 시스템의 부품들은 내구성 측면에서 10^7 cycle까지 안전하다.

후 기

본 연구는 미래철도기술개발사업의 일환으로 국토해양부의 연구지원에 의해 이루어졌습니다.

참고문헌

1. H-S Na, S-H Jang, J-S Han, 2004, "A Comparative Study of the Technical Characteristics of Variable-Gauge Systems," The 2004 Spring Conference for Railway, pp. 645~651.
2. UIC 510-4, 2nd ed., 2002, "Wagons -- Variable-gauge running gear for 1435 mm/1520 mm and 1668 mm -- Recommendations for bilateral agreements".
3. KS R 9220, 2000, 2005 Conform
4. KS R 9221, 2002, 2007 Conform
5. JSMS (the Society of Materials Science, Japan), 1996, "Databook of Fatigue Strength of Metallic Materials," Elsevier Science B.V.
6. MSC. SOFTWARE, 2006, MSC.PATRAN.
7. MSC. SOFTWARE, 2005, MSC.MENTAT
8. MSC. SOFTWARE, 2005, MSC.MARC.
9. MSC. SOFTWARE, 2006, MSC.FATIGUE.