

다축하중을 받는 대차프레임의 피로해석에 관한 연구

A Study on the Fatigue Analysis of Bogie Frame under Multiaxial Loading

이상록* 이학주* 한승우* 김경식*
Lee, Sang-Rok Lee, Hak Joo Han, Seung Woo Kim, Kyung Shik

ABSTRACT

Bogie is mainly consisted of the bogie frame, suspensions, wheels and axles, braking system, and transmission system. The complex shapes of the bogie frame and the multiaxial loading condition induced in real operation make it difficult to design the bogie frame against the fatigue. In this study, multiaxial fatigue criteria were reviewed. Stress analysis of the bogie frame has been performed for the various loading conditions according to the UIC Code 615-4. Magnitudes of the stress amplitude and mean stress were estimated based on the stress analysis results to simulate the operating loads encountered in service. Fatigue strength of the bogie frame was evaluated by using the constant life diagram of the material. 3-D surface modelling, finite element meshing, and finite element analysis were performed by Pro-Engineer, MSC/PATRAN, and MSC/NASTRAN, respectively.

1. 서론

대차(Bogie)는 크게 대차프레임, 차륜 및 차축, 현수장치, 제동장치, 전동기 및 동력전달장치 등으로 구성되며, 대차프레임은 형상이 복잡하고 하중을 직접 지지할 뿐 아니라 하중조건도 정적 및 동적하중이 복합적으로 작용하고 있다. 대차프레임은 차체 자중에 의한 정적하중과 승객하중, 곡선주행, 제동 시 발생하는 준 정적 하중(Quasi-Static Load) 및 불규칙한 선로와 차체, 대차, Wheelset의 운동 Mode에 의한 동적하중을 받고 있다. 즉 진폭과 주파수가 변화되는 복합 피로하중을 받고 있으므로 대차프레임의 강도 설계 시에는 반복적인 피로하중을 반드시 고려하여 해석을 수행하여야 한다. ^(1), 2)

본 연구에서는 주응력 크기와 방향이 시간에 따라 변하는 비위상(Non-proportional) 다축하중을 받는 대차프레임의 강도평가를 위해 다축피로 손상에 관한 자료를 요약하였으며, UIC Code 615-4⁽³⁾를 적용하여 9가지 Load Case에 대해서 고속전철에 사용되는 동력차용 대차프레임의 구조 해석을 수행하였다. 실제운행 중 발생하는 운용하중이력을 예측하기 위해서 구조해석에서 얻어진 응력성분을 이용하여 응력진폭과 평균응력을 추정하였으며, 대차프레임 재질로 사용되는 소재의 일정수명선도(Constant Life Diagram)를 이용하여 대차프레임의 피로강도평가를 수행하였다.

* 한국기계연구원 신교통기술연구부, 정희원

부가 달라질 수 있다. 특히 최근에는 변동진폭 하중의 경우의 수명예측을 위해서 다축파형계수법 (Multiaxial Cycle Counting)의 알고리즘 개발에 관한 연구가 보고되고 있다.^{(9),(10)}

2.2.1 등가변형을 개념

정적하중상태에서의 항복조건을 피로하중에 적용한 것으로, 사용의 간편성 때문에 현재까지 비교적 많이 사용되고 있다. 대표적인 것으로는 Maximum Principal Stress Theory, Maximum Shear Strain Theory 및 Maximum Distortion Energy Theory가 있다. 다축 독립하중 상호간의 위상차 (Phase Difference)를 고려할 수 없으며, 인장과 압축응력의 차이를 구분할 수 없는 단점이 있다.

2.2.2 Empirical Approach

등가변형을 개념이 적용하기에 편리하여 많이 사용되고 있으나, 어떤 경우에는 안전측의 예측이 되지 않을 경우도 있다. 다축피로 현상이 매우 복잡하므로 이를 고려하기 위하여 실질적으로 영향을 미치는 변수를 실험적으로 결정하는 방법으로, 비위상 하중의 경우에는 수정계수를 사용하기도 한다.

굽힘과 비틀림의 반복하중이 비위상으로 작용할 경우에는 Gough의 타원식⁽¹¹⁾을 수정한 제안이 많이 사용된다.

2.2.3 Critical Plane Approach

Critical Plane 개념은 균열생성기구(Crack Initiation Mechanism)에 기반을 두고 있으므로 피로해석에 매우 유용하게 사용될 수 있다. 이 이론에서는 많은 연구자들이 최대전단응력(또는 변형율)이 발생하는 평면을 결정하고, 결정된 평면에 작용하는 전단응력(또는 변형율)과 수직응력(또는 변형율)의 조합을 이용한 변수를 이용하여 다축하중 효과를 설명한다.

대표적인 것으로는 Brown 등⁽¹²⁾ 및 Lohr 등⁽¹³⁾ 의해 제안된 방법이 있으나 저주기 피로수명 예측에 적합하며, 철도차량의 설계에 이용되는 고주기 피로수명 예측에는 Stulen 등⁽¹⁴⁾의 제안식이 적합할 것이다.

2.2.4 Global Approach

모든 평면에서 피로손상을 구하고 이들 평면에서의 피로손상이 다른 평면의 피로손상에 미치는 영향을 고려하는 방법으로 주응력 방향이 변하는 경우에도 잘 적용된다.

2.3 다축하중을 고려한 대차프레임 피로강도 평가 절차

본 연구에서는 위에서 조사된 다축피로수명 예측식 중에서 등가변형을 개념 및 Critical Plane 개념이 복합된 다음의 절차를 따라 대차프레임의 등가응력을 정의하고, 강도평가를 수행하였다.⁽⁴⁾

표 2에 나타난 Load Case에 대해서

- i) 대차프레임의 모든 절점(i)에서 주응력 크기와 방향을 계산한다.
- ii) 계산된 주응력 중에서 최대 주응력을 $\sigma_{1, \max}(i)$ 라 정의하고, 최대 주응력이 작용하는 방향을 결정한다.
- iii) 모든 하중조건에 대하여 ii)에서 결정된 최대주응력 방향으로 작용되는 최소 응력값을 구하여, 최소 주응력 $\sigma_{pr, \min}(i)$ 이라 정의한다.
- iv) 앞에서 구한 최대 주응력과 최소 주응력으로 부터 다음의 식을 이용하여 응력진폭과 평균응력을 구한다.

$$\sigma_{\text{amp}}(i) = \frac{1}{2}[\sigma_{1, \max}(i) - \sigma_{pr, \min}(i)]$$

$$\sigma_{\text{mean}}(i) = \frac{1}{2}[\sigma_{1, \max}(i) + \sigma_{pr, \min}(i)]$$

- v) iv)에서 구해진 σ_{amp} 및 σ_{mean} 를 피로하중에 대한 허용응력을 나타내는 일정수명선도에 표시한다.

계산된 응력이 허용응력 아래에 위치하면 피로하중에 의해 균열이 발생되지 않음을 의미하며, 반대로 계산된 응력이 허용응력보다 높은 곳에 위치하면 피로하중에 의해 균열이 발생될 수도 있음을 의미한다.

3. 대차프레임 유한요소 해석

3.1 개요

한국형 차세대 고속전철에 사용되는 대차프레임의 설계기술을 확보하기 위한 기초자료로 사용하기 위해서 고속전철에 사용되는 대차프레임 중에서 동력차 대차프레임을 대상으로 하여 유한요소 해석을 수행하였다.

대차프레임의 유한요소 모형에는 Shell 요소를 사용하였고, Axle Box, Axle, Brake Anchor Plate에 작용하는 하중을 모형화하기 위해서는 Beam 요소를 사용하였으며, 1차 현가장치를 모형화하기 위해서는 Spring 요소를 사용하였다.

3.2 유한요소 모형화

Pro-Engineer를 이용하여 약 60여개의 부품으로 이루어진 동력차 대차프레임의 3-D Modelling을 수행하였다. 완성된 Solid Model의 중량은 1,245 kg으로 실제 대차프레임의 중량인 1,306 kg의 약 95.3 %로 계산되어, Solid Model이 실제와 매우 근사하게 완성되었음을 알 수 있다. 약 4.7 %의 차이는 구조해석에 큰 영향을 미치지 않는 부품 및 용접 Bead 등을 Modelling에서 제외 한 것에 원인이 있다.

그림 2는 완성된 대차프레임의 Solid Model을 보여준다. 직교좌표계(Cartesian Coordinate System)를 사용하여, 대차프레임의 길이, 폭, 수직 방향을 x-, y-, z- 축으로 설정하였다. 좌표축의 원점은 대차프레임의 중심부에 위치하도록 하였으며, 이때 대차프레임 Lower Plate에서 위로 185 mm 떨어진 곳에 위치한 x-y 평면의 z-좌표를 0(zero)으로 하였다.

그림 3은 18,777개의 요소와 25,061개의 절점으로 구성된 대차프레임의 유한요소 모형을 보여준다. 완성된 유한요소 모형중 취약부위로 예측되는 부위의 Aspect Ratio는 3 이하로 나타났다.

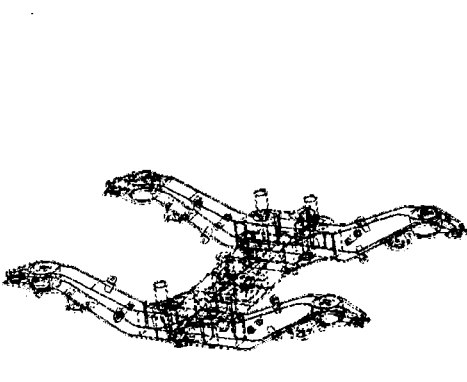


그림 2. 대차프레임 Solid Model

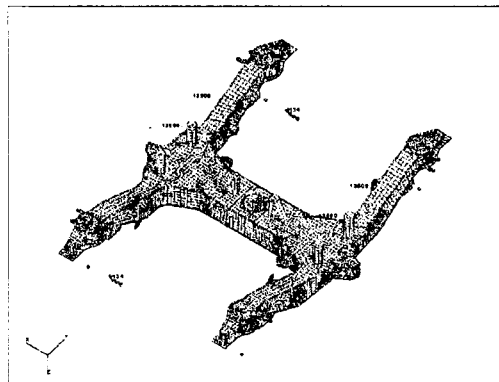


그림 3. 대차프레임 유한요소 모형 및 경계조건

3.3 유한요소 해석

대차프레임의 소재는 A42FP(P275 NL1)강이며 가공 전에 600℃에서 Tempering 처리를 한 후, 응력집중을 완화시키기 위한 TIG Refusion공정을 채택하고 있다.

유한요소해석에 사용된 대차프레임 소재의 기계적 특성 및 Axle Box의 스프링 상수는 표 3에 나타내었으며, (4) 표 1, 2에 나타난 하중을 부가하였다.

경계 조건은 Pivot Block에서 대차프레임의 길이방향 변위를 구속시켰으며, Axle의 한쪽 Wheel에서 폭방향 변위, 폭방향 회전을 구속시켰고, 모든 Wheel에서 수직방향 변위를 구속시켰다. 또한 Axle과 Axle Box는 대차프레임의 길이, 폭, 수직 방향의 변위를 연계(Coupling)시켰다. 그림 3은 대차프레임에 수직하중이 작용하는 경우의 경계조건 및 하중조건을 보여준다.

표 2. 대차프레임에 작용하는 피로하중(일부)

Load Case	Vertical Force		Trans. Force, F_y (kN)
	F_{z1} (kN)	F_{z2} (kN)	
1	135.0	135.0	0
2	121.5	94.5	0
3	121.5	94.5	+85
4	175.5	148.5	0
5	175.5	148.5	+85
6	94.5	121.5	0
7	94.5	121.5	-85
8	148.5	175.5	0
9	148.5	175.5	-85

표 3. 유한요소해석에 사용된 정수

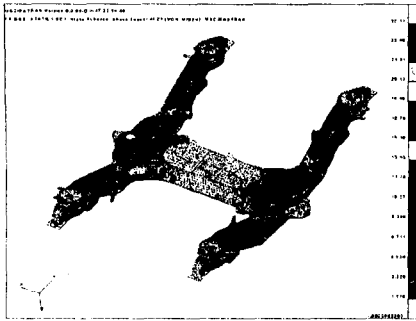
구분	항 목	값
소재특성	Young's Modulus	210,000 MPa
	Density	7,850 kg/m ³
	Poisson's Ratio	0.3
	Yield Stress	255 MPa
Axle Box Stiffness	Vertical	$K_z = 1,250$ N/mm
	Lateral	$K_y = 9,000$ N/mm
	Longitudinal	$K_x = 40,000$ N/mm
	Torsional	Choose to stabilize the structure

3.4 해석결과

3.4.1 정적하중

표 4는 정적하중이 작용할 경우의 해석결과를 보여준다. 표에서 정적하중이 작용할 경우에 von-Mises의 등가응력은 소재의 허용응력 이하로 나타나 정적하중에 대해서 비교적 안전하게 설계되었음을 알 수 있다. 등가응력의 최대치는 Side Frame과 Transom이 만나는 부위에서 나타나 정적하중에 대한 취약부위로 예측되었다.

그림 4 ~ 6은 Load Case 1인 경우의 등가응력분포, 제1주응력분포 및 길이방향 응력분포를 보여준다. 최대 제1주응력크기는 길이 방향 최대응력과 거의 유사한 것으로 나타나, 수직하중이 작용할 경우의 최대 제1주응력방향은 길이 방향과 거의 일치하는 것으로 예측된다.



(a) 등가응력 분포



(b) 최대 등가응력 발생 부위 확대 모습

그림 4. 등가응력 분포(Load Case 1)

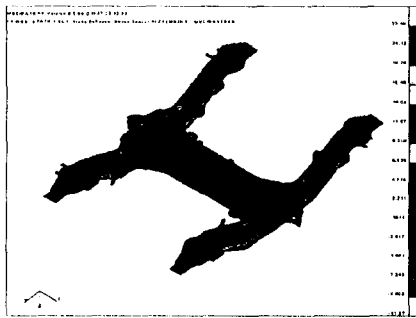


그림 5. 제1주응력 분포(Load Case 1)



그림 6. 길이 방향 응력 분포(Load Case 1)

3.4.2 피로하중

표 2에 나타난 동력차 대차프레임에 작용하는 피로하중 중에서 Load Case 1 ~ 9의 하중이 작용할 경우에 대해서 해석을 수행하고 강도평가 절차에 따라 피로해석을 수행하였다.

표 5는 피로하중이 작용할 경우의 해석결과를 보여준다. 표에서 최대 제1주응력은 Load Case 5, 9의 경우에 비교적 크게 나타남을 알 수 있다. 최대 제1주응력이 발생한 위치는 정적하중이 작용하는 경우와 마찬가지로 Side Frame과 Transom이 만나는 부위로 나타나 대차프레임의 취약부위로 예측할 수 있겠다.

그림 7은 피로해석에서 구한 평균응력 및 응력진폭이 최대인 절점 3군데에서의 σ_{amp} 및 σ_{mean} 을 피로하중에 대한 허용응력을 나타내는 일정수명선도에 표시한 결과를 보여 준다. 그림에서 해석에서 얻어진 응력이 모재의 허용응력선도 아래에 위치하므로 피로하중에 의해 균열이 발생되지 않는다는 것을 알 수 있다. 즉, UIC Code에 의하면 해석대상인 대차프레임에 표 2에 나타난 피로하중이 작용하더라도 파손이 발생되지 않고 사용할 수 있음을 알 수 있다.

그러나 대차프레임의 정확한 피로수명을 예측하기 위해서는 운용하중이력의 측정, 분석에 관한 연구, 소재의 피로특성치 규명(모재, 용접재)에 관한 연구, 다축하중하의 피로손상 평가에 관한 연구 등이 더욱 진행되어야 하겠다.

표 4. 동력차 대차프레임 해석결과(정적하중)

Load Case	Vertical Force		Lateral Force	Long. Force	Twist (G)	von-Mises Eq. Stress (MPa)
	Fz1	Fz2				
1	270	270	-	-	-	241.7
2	135	135	-	200	-	120.7
3	135	135	-	-	60 * Load Transfer	187.0
4	135	135	134	-	-	222.0

표 5. 동력차 대차프레임 해석결과(피로하중)

Load Case	Vertical Force		Trans. Force, Fy (kN)	최대 제1주응력 (MPa)	
	Fz1 (kN)	Fz2 (kN)		TOP	BOTTOM
1	135.0	135.0	0	112.8	114.8
2	121.5	94.5	0	100.7	99.1
3	121.5	94.5	+85	139.5	136.8
4	175.5	148.5	0	145.5	143.1
5	175.5	148.5	+85	180.9	177.9
6	94.5	121.5	0	101.2	97.4
7	94.5	121.5	-85	129.8	137.4
8	148.5	175.5	0	146.8	140.7
9	148.5	175.5	-85	172.1	179.0

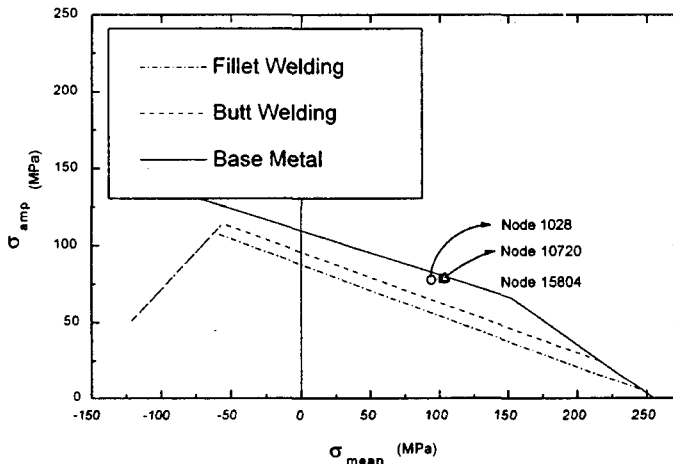


그림 7. 대차프레임의 피로해석 결과(Load Case 1 ~ 9)

4. 결론

고속전철용 동력차 대차프레임의 구조해석 및 피로해석을 수행하여 다음의 결과를 얻었다.

- 1) 동력차 대차프레임의 정적하중 해석 결과, 대차프레임이 정적하중에 대해서 비교적 안전하게 설계되었으며, 취약부위는 Side Frame과 Transom이 만나는 부위로 나타났다.
- 2) UIC Code에 주어진 피로하중 조건 중에서 9가지 Load Case를 대차프레임에 적용시켜 피로해석을 수행한 결과, 피로하중에 의해 균열이 발생되지 않는다는 것을 예측할 수 있다.

대차프레임의 피로수명을 좀더 정확하게 예측하기 위해서는 운용하중이력의 측정 및 분석에 관한 연구, 소재의 피로특성치 규명(모재, 용접재) 및 허용응력 산출에 관한 연구, 다축하중하의 피로손상 평가 및 수명예측에 관한 연구 등이 더욱 진행되어야 한다.

5. 참고문헌

1. 이상록 외(1995), "대차의 구조 및 강도해석 기술 개발," 한국기계연구원 연구보고서, BSN075-297.M.
2. 이상록 외(1996), "대차의 구조 및 강도해석 기술 개발(II)," 한국기계연구원 연구보고서, BSN212-382.M.
3. UIC Code 615-4(1994), Motive Power Units - Bogies and Running Gear - Bogie Frame Strength Tests, International Union of Railways.
4. 한국고속철도건설공단(1996), 고속철도 차량시스템 엔지니어링, 한국고속철도건설공단.
5. F. A. Conle(1988), "Durability Analysis Under Complex Multiaxial Loading", Durability by Design, SAE SP-730, SAE.
6. W. Eichlseder and B. Unger(1994), "Prediction of the Fatigue Life with the Finite Element Method", SAE Paper No. 940295, SAE.
7. B. Kenneugne, E. Vidal-Salle, J. Robert and J. Bahuaud(1996), "On a New Multiaxial Fatigue Criterion Based on a Selective Integration Approach", Fatigue '96, pp.1013~1018.
8. A. Esderts and H. Zenner(1996), "Multiaxial Fatigue Under Random Loading : Experiments and Lifetime Prediction", Fatigue '96, pp.1019~1024.
9. K. Dressler, V. B. Kottgen and H. Kozle(1995), "Tools for fatigue evaluation of non-proportional loading", Proceedings of Fatigue Design '95, Finland
10. M. Brokate, K. Dressler and P. Krejci(1996), "Rainflow counting and energy dissipation for hysteresis models in elastoplasticity", Eur. J. Mech. Solids, Vol. 15, No. 4, pp.705~737.
11. H. J. Gough(1950), "Engineering steels under combined static stresses", Trans. ASME, J. App. Mech., Vol. 72, pp.113~125.
12. M. W. Brown and K. J. Miller(1973), "A theory for fatigue failure under multiaxial stress strain conditions", Proc. Conf. of the Fatigue of Metals, Inst. Mech. Engineers, pp.746~755.
13. R. D. Lohr and E. G. Ellison(1980), "A simple theory for low cycle multiaxial fatigue", Fat. and Frac. Engng. Mater. Struct., Vol. 3, pp.1~17.
14. F. B. Stulen and H. N. Cummings(1954), "A failure criterion for multiaxial fatigue stresses", Proceeding ASTM, Vol. 54, pp.822~835.

후기 : 본 연구는 1996년도 과학기술처/건설교통부/통상산업부 선도기술사업인 "고속전철기술 개발사업"의 일환으로 수행된 연구결과의 일부이다.