

**유한요소해석을 이용한 철도차량 시트프레임의
정적 강도 평가에 관한 연구**
A Study on the Structural Strength of the Rolling Stock Seat Frame

구 정 서* 조 현 직**
Koo. Jeong seo Cho. Hyun Jik

Abstract

In this paper, the structural strengths of a rolling stock seat were numerically evaluated under several design load conditions based on the UIC requirements. The rolling stock seat was designed for the high speed train of a Chinese conventional line. To maximize its weight reduction and structural strength, some aluminium alloys like 6N01-T5 and ALDC8-T5 were applied to the base frame, side frame and armrest. The designed seat frame satisfied the strength requirements on inertia loads due to accelerations, and fatigue test conditions. However, it violated the requirements on the static test of UIC 566 OR. Some design modifications were suggested and numerically evaluated to satisfy the static test requirements.

1. 서 론

철도차량용 시트는 별도의 안전제어장치가 없으며, 시트자체의 중량이 상당히 크므로 충돌 또는 추돌과 같은 대형사고 발생 시 자체적인 구조상의 결함에 의해 발생될 수 있는 피해수준은 상당히 높다. 따라서, 국내·외 철도 차량에 적용되는 시트는 기술적으로 만족시켜야 할 여러 가지 설계사양이 요구되고 있다[1,2].

본 연구에서는 현재 중국 고급열차 시트(이하 BSP seat라 함)를 대상으로 시트프레임이 만족시켜야 할 구조역학적 특성 중 관성하중 및 정적하중에 대한 구조강도와 동적하중에 대한 내구강도를 평가하였다.

해석결과는 캐나다의 철도차량용 시트설계 업체인 Bombardier의 설계요구조건 "Document JV-934-0017-1"의 "6.1.2 Accelerations"와 UIC 566 OR에 의거하여 동적 하중조건에 대한 평가와 구조적 건전성을 평가하였으며, "6.2. Fatigue test of the seats" 항목에 대해 구조적 취약부를 평가하여 내구성 시험자료를 확보하였다.[3,4]

2. 유한요소 해석을 위한 시트모델

본 연구에 사용된 BSP 시트의 유한요소 모델생성을 위한 전후처리 전문 소프트웨어는 Hypermesh를 사용하였으며, 해석은 ANSYS를 이용하였다. 시트의 모델링에 사용된 총 요소의 수는 57,070개 이며, SHELL63과 SOLID45의 요소를 이용하여 복잡한 형상을 상세하게 표현하였다. BSP 시트 모델에 적용된 재료특성은 강재의 경우 일반 Steel의 물성을 활용하였으며, ALDC8-T5와 같은 알루미늄계의 재료에 대해서는 다이캐스팅용 알루미늄 합금의 물성값을 적용하였다. 표 1은 BSP 시트모델에 적용된 재료의 물성데이터를 나타낸 것이다.

BSP 시트의 유한요소 해석 모델은 그림 1과 같으며, 본 모델에 적용된 기본적인 경계조건은 다음과 같다.

* 한국철도기술연구원 책임연구원, 정회원

** 한국철도기술연구원 연구원, 정회원

- Leg와 floor의 볼트체결부는 6자유도를 구속
- Backrest fabric과 Cushion fabric은 분포질량으로 고려
- Food tray table과 Footrest의 형상은 고려하지 않았으며, 질량과 작용된 부하만을 고려
- Side framer과 Backrest frame의 hinge 연결부는 체결된 것으로 가정
- Backrest frame의 하중을 Cushion frame에 전달하는 완충기는 형상을 고려하지 않고 완충기 연결부에 반력이 작용하도록 모델링
- 완충기 연결부에 작용하는 반력의 크기와 방향은 각 가속도 조거에 대하여 모멘트 평형조건 적용

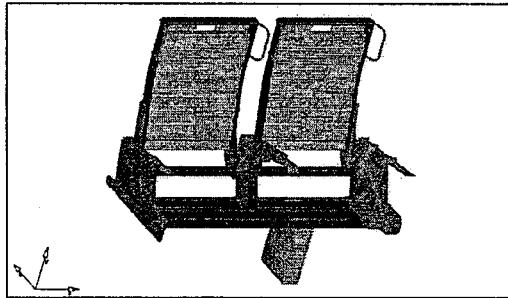


그림 1 BSP 시트의 유한요소해석 모델

표 1 BSP 모델에 적용한 재료의 물성데이터

Material	ρ [kgf/mm ³]	E [kgf/mm ²]	ν	Yield Stress [kgf/mm ²]
Steel	8.0E-6	19000	0.29	21
Al alloys	2.7E-6	7300	0.33	27

3. 가속도 하중조건에 의한 정적 강도해석 및 평가

3.1 가속도 시험규정

가속도 시험규정은 UIC 566 OR 및 Document: JV-934-0017-1에 근거하였으며, 규정에 의하면 BSP 시트의 고정부와 각 부재는 다음의 가속도 조건에서 안정적인 상태를 유지하여야 한다.

- 종방향 가속도 조건 : +/- 5 g
- 횡방향 가속도 조건 : +/- 1 g
- 수직방향 가속도 조건 : +/- 3 g

수직방향 가속도 조건은 중력의 영향을 포함하며, 모든 가속도 조건은 고정부의 변형이 발생하지 아니하여야 한다. 여기서 사용된 종방향, 횡방향, 수직방향에 대한 가속도 조건의 개념도는 그림 2와 같다.

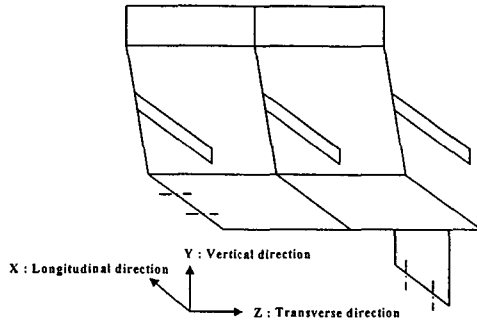


그림 2 가속도 조건 개념도(UIC 566 OR)

3.2 가속도 조건에 대한 정적 강도해석

BSP 시트의 가속도 하중조건에 대한 해석은 각 방향에 대해 가속도를 독립적으로 적용하는 방법과 모든 방향에 대한 가속도를 + 또는 - 방향으로 동시에 적용하여 복합가속도 조건이 작용하는 조건을 가정한 두 가지 방법을 수행하였다.

+방향의 복합가속도 조건에 대한 해석결과 최대변형은 Headrest 부에서 약 3.4 mm, 최대응력은 Pedestal과 floor의 고정부에서 약 13.8 kgf/mm² 발생하였다. 마찬가지로 -방향으로 모든방향의 가속도가 동시에 작용될 때 최대변형은 마찬가지로 Headrest에서 약 3.3 mm 발생하였고, 최대응력 발생부는 Pedestal과 floor의 고정부에서 약 13.7 kgf/mm² 발생하였다. 결과로부터 최대응력발생부는 부재에 이용된 재료 STS 304의 항복인 21 kgf/mm² 보다 낮은 수준이므로 구조 강도면에서 안정적이다. 그림 3과 그림 4는 +/- 방향의 복합가속도 조건에서의 최대 응력발생부를 나타낸 결과이다.

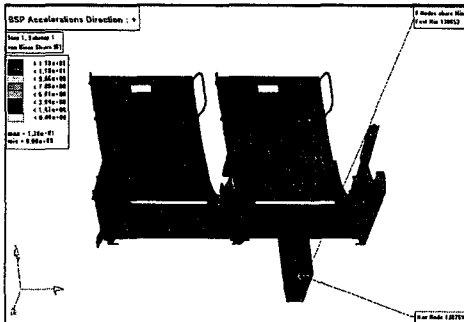


그림 3 복합가속도 조건 시 응력분포도(+방향)

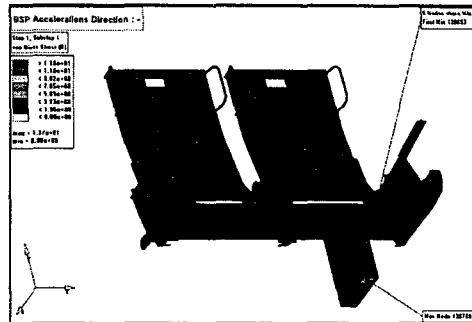


그림 4 복합가속도 조건 시 응력분포도(-방향)

마찬가지 방법으로 각 가속도 방향에 대한 최대 변형결과와 최대 응력발생부 및 결과를 정리하면 표 3과 같다. 해석결과 최대응력 발생부에서의 응력수치는 재료의 항복조건보다 낮은 결과를 나타내었으며, 결과로부터 본 BSP 시트는 가속도 하중조건 측면에서 안정적인 설계라 할 수 있다.

표 2 가속도 조건에 따른 유한요소해석 결과

하중조건 결과		복합 (중+횡+수직)	종방향 (+/-5g)	횡방향 (+/-1g)	수직방향 (+/-3g)
변위 [mm]	최대	3.4 / 3.34	4.65 / 4.61	0.532 / 0.532	1.35 / 1.35
	위치	Headrest 모서리	Headrest 모서리	Headrest 모서리 (복도측)	Headrest 모서리 (복도측)
응력 [kgf/mm ²]	최대	13.8 / 13.7	9.77 / 10.2	4.18 / 4.18	3.33 / 3.33
	위치	Pedestal 아래	Pedestal 아래	Pedestal 아래	Pedestal 위

4. 피로시험 조건에 의한 강도해석 및 평가

4.1 BSP 시트의 피로시험 규정

피로시험 평가에 대한 규정은 BSP 시트의 설계요구조건인 Document : JV-934-0017-1에 근거하였으며, 정리하면 다음과 같다.

- 동적 시험조건은 수직방향으로 40 mm를 1.3 Hz로 가진
- 수평방향으로는 50 mm를 0.44 Hz로 7시간동안 각 시트의 하부에서 가진
- 이때, 시트에는 75 kg의 승객이 착석한 조건(예: dummy)을 동시에 적용
- 시험시 외적 환경요인으로 소음이 없어야 하며, Backside의 온도는 37℃를 유지

4.2 수치해석적 방법에 의한 피로평가

동적 하중조건을 정적인 하중조건으로 변환하기 위해 다음과 같은 조화주기진동의 변위와 진동수에 대한 관계식으로부터 수직하중조건과 수평하중조건을 얻어내었다[5].

먼저, 조화 주기진동의 변위와 진동수에 관한 방정식을 정리하면

$$x = A \sin \theta = A \sin \omega t \quad (4.1)$$

위의 식을 시간에 대해 미분하면, 속도에 대한 방정식을 얻어낼 수 있다.

$$v = \frac{dx}{dt} = A \omega \cos \omega t \quad (4.2)$$

또한 위의 식을 시간에 대해 다시 미분을 하게 되면 가속도에 대한 방정식을 얻는다.

$$a = \frac{d^2x}{dt^2} = -A \omega^2 \sin \omega t \quad (4.3)$$

여기서,

$$f = \frac{1}{\tau} = \frac{\omega}{2\pi} \quad f : \text{Frequency}[\text{rad}/\text{sec}] \quad (4.4)$$

결국,

$$a = -x \omega^2 = -x \cdot (2\pi f)^2 \quad (4.5)$$

으로 정리되며, 식으로부터 일정한 주기를 갖는 반복 피로시험의 수직 또는 수평하중에 하중조건을 얻어낼 수 있다.

BSP 시트의 설계요구조건에는 75 kg의 승객이 착석한 상태에서 시트 구조가 받는 피로 시험 조건이므로, 최대부하에 대하여 다음과 같이 정적인 하중 조건을 고려할 수 있다.

$$|F| = |ma| = |-x \cdot (2\pi f)^2|$$

(4.6)

따라서, 식(4.6)에 의하여 더미가 시트 구조에 미치는 수직하중과 수평하중을 정리하면 다음과 같다.

$$\text{수직하중} : F_{ver} \approx 0.200 \text{ kg} \cdot \text{mm}/\text{msec}^2$$

$$\text{수평하중} : F_{hor} \approx 0.029 \text{ kg} \cdot \text{mm}/\text{msec}^2$$

본 수치해석에서는 각각의 수직 또는 수평 가속도 조건하에서 더미에 의하여 시트 구조에 부과되는 하중을 부가하였는데, 사람이 좌석에 착석 시 heap point를 기준으로 수평방향에 대해서는 시트등받이 방향으로, 수직방향에 대해서는 좌석의 하부방향으로 적당히 분포시켜 실제 좌석에 착석한 상태와 유사한 조건의 하중조건이 되도록 하였다.

해석결과 최대 응력은 그림 5와 같이 base frame에 약 0.96 kgf/mm² 발생하였다. Base frame의 재료는 6N01-T5로 동종계열의 알루미늄 합금에 대한 S-N선도를 이용해 피로특성을 비교하였다. 유사한 동종계열의 재료는 A6061P-T4로 인장강도 26 kgf/mm²인 알루미늄 합금이다. A6061P-T4의 S-N 곡선은 그림 6과 같다. BSP 시트의 피로시험 평가 규정 중 수직하중 조건은 1.3 Hz로 7 시간동안 가진하는 조건이므로 총 반복수는 32,760회이며 이에 대한 응력진폭을 S-N 곡선과 비교해본 결과 피로에 영향을 주지 않는 안전한 설계라 평가된다.

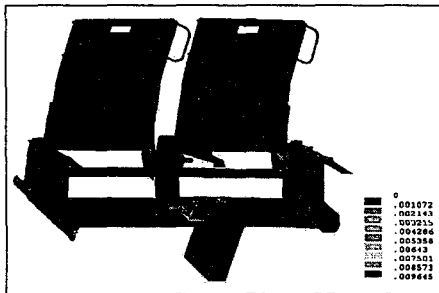


그림 5 수직방향 하중조건에 대한 응력분포도

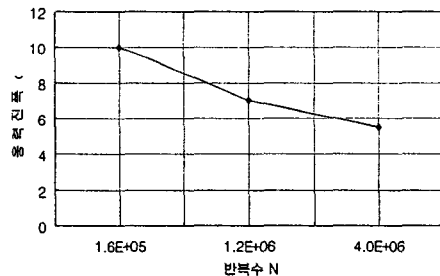


그림 6 A6061P-T4의 S-N 곡선

수평조건에 대한 해석결과 최대 약 0.94 kgf/mm²의 응력이 hinge bracket에 발생하였으며, hinge barcket의 재료인 STS 304와 유사한 재료특성의 SUS 304의 S-N 곡선을 이용하여 마찬가지로 피로평가를 수행하였다. 수평 가속도 조건에서의 피로시험평가 규정은 0.44 Hz로 7 시간 동안 가진하는 총 반복수는 11,088 회의 조건으로, 인장강도 39 kgf/mm²인 SUS 304의 피로시험 데이터에 적용 시 피로에 전혀 영향을 주지 않는 것으로 평가된다.

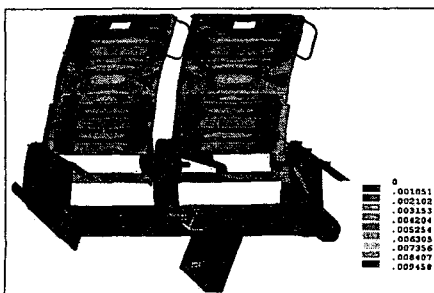


그림 7 수평방향 하중조건에 대한 응력분포도

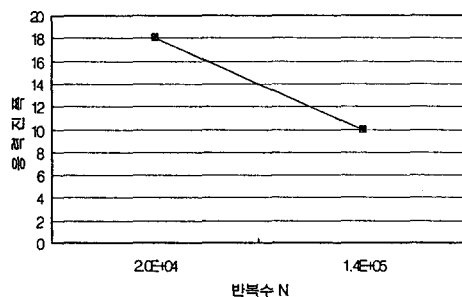


그림 8 SUS 304의 S-N 곡선

5. 정적 하중조건에 대한 강도해석

5.1 Static Loading 조건에 대한 규정

Static loading 조건은 UIC 566 OR에 근거하며, 각 위치에 하중을 부하조건 시 국부적인 변형이 발생하지 아니하여야 하며, 위치를 변화시키며 반복적으로 실험을 수행한다. 표 4는 각 위치별 static test의 하중조건을 나타낸다.

표 3 Static test의 하중조건표

Force	Load(1)	Value(N)
F1&F1'	Backrest의 평평한 부위가운데 380×800 mm 영역에 부하한다.	1,200
F4	Seat cushion의 전방부에 부하한다.	1,500
F6	위치부하	1,700
F8	위치부하	150

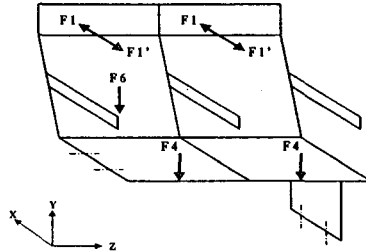


그림 9 Static test 조건 개념도(UIC)

5.2 정적강도 해석

정적 강도해석은 하중조건 표에 의거 각 위치별 하중을 적용하여 수행하였다. 그러나, F8의 하중조건은 구체적으로 명기되지 않음으로 인해 F1과 F4방향의 하중조건이 동시에 발생하는 경우에 대해 해석을 수행하였다.

해석결과 backrest(F1, F1')에 하중을 부하 하는 조건과 backrest(F1, F1')와 cushion(F4)에 동시에 하중을 부하 하는 복합 하중조건 시 최대 응력값은 재료의 항복수준을 초과하는 결과를 나타내었다. 또한, Armrest(F6)의 하중조건에서는 재료의 영구변형을 발생시킬 수 있는 수준의 최대응력이 발생함을 알 수 있었다. 따라서, 이러한 국부적인 취약부의 구조개선이 반드시 필요하다. 정적하중조건에 대한 해석결과는 표 5에 정리하였고, 주요 취약부의 응력분포는 그림 10 ~ 13와 같다.

표 4 정적하중 조건별 해석결과

하중조건	최대응력 [kgf/mm ²]	위 치	재 료	항복강도 [kgf/mm ²]
F1	25.8	Side hinge bracket	SS41	25
F1'	25.8	Side hinge bracket	SS41	25
F4	10.4	Pedestal	STS304	21
F1,F4	25.7	Side hinge bracket	SS41	25
F1',F4	25.9	Side hinge bracket	SS41	25
F6	34.8	Side frame middle	ALDC8-T5	인장강도 28.8

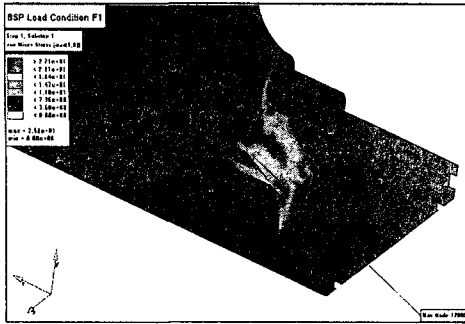


그림 10 F1 하중 조건 시 응력분포도

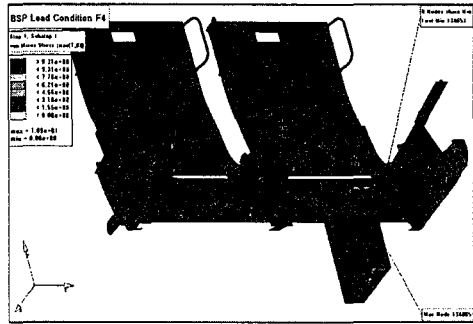


그림 11 F4 하중 조건 시 응력분포도

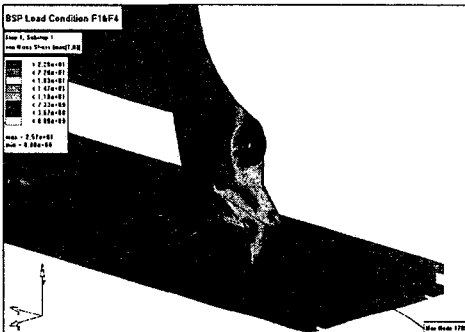


그림 12 F1과 F4의 동시하중 조건 시 응력분포도

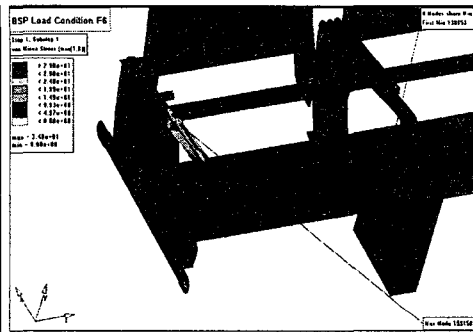


그림 13 F6 하중 조건 시 응력분포도

5.3 취약부 구조개선에 대한 제언

설계에서 요구하는 강도조건을 만족시키기 위해서는 고강도의 재료를 사용하든지 구조의 치수를 변경하여야 취약부의 개선이 가능하다. 그러나, 설계 변경이 제조상의 난점이나 공정수를 증가시키면 비용 상승 문제를 유발할 수 있으므로 합리적인 설계변경은 전체 모델의 크기와 기능을 충분히 살리면서 최소한의 설계변경으로 설계요구조건을 만족시키는 방향이 바람직하다

정적해석 결과로부터 F6의 하중조건 시 최대 응력발생부인 Side frame의 재료는 ALDC8-T5로 인장강도가 약 28.8 kgf/mm²인 알루미늄 다이캐스트 8종 합금이다. 그러나, 정적강도해석 결과 약 34.8 kgf/mm²의 최대응력의 발생으로부터 부재의 영구변형을 일으킬 수 있으므로, side frame의 설계보완이 반드시 필요하다. 그림 14는 side frame의 단면 형상을 나타낸 그림이다.

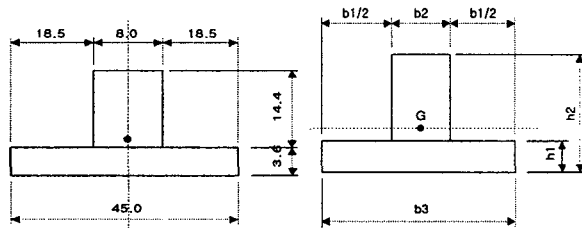


그림 14 취약부의 단면도(Side part)

그림 14로부터 side frame의 단면계수는 인장 측 단면 계수 Z_1 과, 압축 측 단면계수 Z_2 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Z_1 = \frac{I}{e_1}, \quad Z_2 = \frac{I}{e_2} \quad (5.1)$$

이다. 여기서 I , e_1 , e_2 는 다음과 같이 구해진다.

$$I = \frac{1}{3} (b_3 e_2^3 - b_1 h_3^3 + b_2 e_1^3) \quad (5.2)$$

$$e_2 = \frac{b_1 h_1^2 + b_2 h_2^2}{2(b_1 h_1 + b_2 h_2)}, \quad e_1 = h_2 - e_2 \quad (5.3)$$

부재에 걸리는 응력은 굽힘에 의한 인장측이므로,

$$\sigma = \frac{M}{Z_1} \quad (5.4)$$

이고, I , e_1 , e_2 는 다음과 같이 구해진다.

$$e_2 = \frac{37 \cdot 3.6^2 + 8 \cdot 18^2}{2(37 \cdot 3.6 + 8 \cdot 18)} \approx 5.54 \text{ mm}, \quad e_1 = 18 - 5.54 \approx 12.46 \text{ mm}$$

$$I \approx 7619 \text{ mm}^4$$

또한, 구해진 수치를 식 (5.1), (5.2)에 대입하여 취약부의 단면계수를 구하면,

$$Z_1 = \frac{I}{e_1} = \frac{7619}{12.46} \approx 611.5 \text{ mm}^3, \quad Z_2 = \frac{I}{e_2} = \frac{7619}{5.54} \approx 1375.3 \text{ mm}^3$$

이다. 한편 최대 굽힘응력이 발생하는 지점은 끝단으로부터 140 mm 에 위치하고 있고, 작용 하중은 1,700 N 이므로 이 지점의 굽힘 모멘트를 구하면

$$M = P \times l = 170 \times 140 \approx 23800 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

이다. 구해진 모멘트를 식(5.4)에 적용하여 인장측에 대한 굽힘응력을 계산하면 다음과 같다.

$$\sigma = \frac{M}{Z_1} = \frac{23800}{611.5} \approx 38.92 \text{ kgf/mm}^2$$

이것은 실제 FEM 해석의 결과인 34.8 kgf/mm²과 약 10.5 %의 오차가 발생한다. 이러한 오차의 원인은 3차원적으로 구성된 기하학적 형상을 단순화하여 보 이론을 적용하였기 때문에 발생하는 현상으로서, 보 이론을 적용시킴으로서 발생하는 오차 10.5 %는 설계결과를 강도측면에서 여유 있게 하는 것이므로 큰 문제가 없다.

보 이론을 적용하여 예측한 취약부 응력값이 항복응력 이하가 되기 위해서는 armrest 부재의 단면계수가 다음과 같은 조건을 만족시켜야 한다.

$$28 \text{ kgf/mm}^2 \geq \frac{23800}{Z_1} = \frac{M}{Z_1}$$

즉,

$$Z_1 \geq 850 \text{ mm}^3 \text{ 이어야 된다.}$$

Side부는 설계수정에서 side의 모서리부분의 치수 변경이 승객에게 불편을 야기하여서는 안되므로, 단면의 제작 측면에서 형상을 크게 변화시키지 않고 단면계수를 높일 수 있는 방안으로서 단면 상부 볼록 형상의 치수를 변경시킨다. 볼록한 부분의 b_2 의 치수를 기존의 8 mm에서 12 mm로 증가시키고 단면계수를 계산하여 위의 조건에 적합한지를 검증하였다. 구체적인 단면의 형상

과 치수는 그림 15에 나타내었다.

준 식으로부터 아래형상에 대한 단면계수를 산출해 보면,

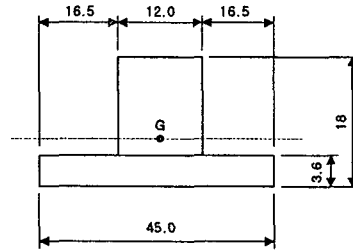


그림 15 단면형상의 치수변경 예

$$e_2 = \frac{33 \cdot 3.6^2 + 12 \cdot 18^2}{2(33 \cdot 3.6 + 12 \cdot 18)} \approx 6.445 \text{ mm}, \quad e_1 = 18 - 6.445 \approx 11.555 \text{ mm}$$

$$I \approx 9920.066 \text{ mm}^4$$

$$\therefore Z_1 = \frac{I}{e_1} = \frac{9920.066}{11.555} \approx 858.508 \text{ mm}^3$$

단면계수는 앞에서 언급한 $Z_1 \geq 850 \text{ mm}^3$ 조건에 만족한다. 따라서 위의 형상으로부터 굽힘에 대한 응력을 산출하면,

$$\sigma = \frac{M}{Z_1} = \frac{23800}{858.508} \approx 27.74 \text{ kgf/mm}^2$$

결과적으로 기존의 설계와 비교해보았을 때, F6의 하중조건에서 부재에 영구변형이 발생하지 않는다는 결론을 얻을 수 있었다. 이러한 결과를 근거로 안전율의 측면에서 보면,

$$S = \frac{\sigma_w}{\sigma_w} = \frac{28.0}{27.74} \approx 1.009$$

이며, 이것은 UIC 566 OR의 3.2절에서 non-welded parts는 1.0, welded areas는 1.1 이상으로 규정되어 있는 safe factor조건을 만족시킨다.

결론적으로 설계한 시트의 F6방향의 정적 하중조건에서 위에서 언급한 설계수정을 사용하면 armrest 부재에 발생하는 영구변형을 피할 수 있다. 다만, 설계상의 필요에 의하여 안전율을 더욱 높이기 위한 설계가 필요하다면, 제시한 설계치수 수정방법을 사용하여 단면계수를 높이는 설계가 고려되어야 하며, 아울러 제조와 비용을 고려하는 공정설계의 개념을 통한 충분한 검토가 필요하다.

6. 결론

중국 고급철도 차량용 BSP 시트 프레임의 강도해석 및 평가에 관한 연구를 수행하여 아래와 같은 결론을 얻었다.

1. 가속도 조건의 강도계산

Bombardier의 설계요구 사양 중 Document JV-934-0017-1의 Section 6.1.2 Accelerations 항목에 대하여 구조 해석을 수행하였다. 해석결과 BSP 시트는 복합가속도 조건에서 Pedestral 하부에서 최대 응력 13.8 kgf/mm²를 나타내었으나, 이것은 STS304 재료의 항복응력인 21 kgf/mm² 초과하지 않으므로 설계요구조건을 만족하였다.

2. 피로시험 조건에 대한 강도 해석

Document JV-934-0017-1의 Section 6.2 Fatigue test of the seat 항목에 대한 구조 해석을 수행하였다. 해석결과 수직방향 가속도 조건에서 발생하는 최대응력은 base frame에서 약 0.96 kgf/mm² 이었고, 수평 진동조건에서는 hinge bracket에서 약 0.94 kg/mm² 이었다. 이러한 수준의 반복응력은 해당 재질의 피로한도를 현저히 밑도는 수준이므로 안전한 설계라 평가된다.

3. 정적하중 조건에 대한 강도 해석

설계사양인 Document JV-934-0017-1의 Static tests of the seat 항목은 UIC 566 OR의 Section 4.2.1.3 Seats 규정과 동일하며 본 조건에 대한 구조해석을 수행하고 평가하였다. 평가항목 중 F1과 F4 그리고, F1'와 F4를 동시에 적용한 복합하중 조건에서, 최대 응력은 Side hinge bracket부에 25.7 kgf/mm², 25.9 kgf/mm² 발생하였다. 이는 Side hinge bracket의 재질인 SS41의 항복 25 kgf/mm²(KS -D 3503) 보다 다소 높은 결과로 Side hinge bracket부의 약간의 두께를 수정하는 선에서의 설계수정이 필요하다고 판단된다.

또한, 평가항목 중 F6 하중조건 하에서는 최대 응력이 34.8 kgf/mm²로, armrest의 재질인 ALDC8-T5의 인장강도 28.8 kgf/mm²을 초과하므로 국부적인 영구변형의 우려가 있다. 이 부분의 강도문제를 해결하려면 armrest의 치수 중 상부 돌출부의 폭을 현재 8 mm에서 12 mm을 제안한다.

참고문헌

1. 규정서, 우창수, '자동차 시트 프레임의 강도설계 및 평가기술 개발', 한국기계연구원, 2000
2. B. K. Chun 外 4人, 'Application of numerical analysis for the seat system design', HYUNDAI motor company's review
3. BSP TRANSPORTATION, 'Technical Specification PASSENGER SEATS High Grade Cars Chinese Railway', Document : JV-934-0017-1, Revision : C
4. International Union of Railways, 'Loadings of coach bodies and their components', UIC Code 566 OR
5. SINGIRESU S. RAO, MECHANICAL VIBRATIONS, ADDISON WESLEY, 1992
6. 李元馥 編, 機械設計便覽, 大光書林, 1992
7. Chairman of Editorial Committee Tsuneshichi TANAKA, 金屬材料疲勞強度データ集 VOL 1, The Society of Materials Science. Japan, 1982
8. Chairman of Editorial Committee Tsuneshichi TANAKA, 金屬材料疲勞強度データ集 VOL 2, The Society of Materials Science. Japan, 1982