

# 고속 컨테이너 화차 차체의 구조강도 평가

## An Estimation of Structural Strength of the Carbody for High Speed Container Freight Car

전응식\*      함영삼\*\*      김형진\*\*      허현무\*\*      황원주\*  
Jeon, Eung-Sik    Haam, Young-Sam    Kim, Hyung-Jin    Hur, Hyun-Moo    Hwang, Won-Ju

---

### ABSTRACT

Recently, it has been trending toward speed-up not only in the passenger car but in the freight car. In this study, we thus performed stress analysis for the carbody for high speed container freight car in use and field test of the freight car in Gyungbu-line so that we may utilize the results as a design guide for speed-up hereafter. Five vertical loading conditions due to dynamic effect and the weight of the carbody and the container applied to locking devices of the carbody and its results are compared with that of a test. As a result, we found that there is need to complement the strength of the carbody in some measure when speed up the present freight car.

---

Keywords : high speed freight car, carbody

---

### 1. 서 론

최초로 철도가 운행되었을 때, 제1의 사명은 화물수송이었듯이 철도의 화물수송은 산업경제의 발전과 국민생활의 향상에 크게 기여하여 왔으나 타 교통 수단이 발달함에 따라 철도는 쇠퇴를 거듭하여 왔다. 그러나, 최근에는 화석 연료를 동력원으로 하는 타 교통기관의 급속한 증가로 지구환경의 온난화, 대기오염 등 환경문제가 심각한 지경에 이르렀고, 자동차의 급속한 증가는 도로 교통을 정체시켜 수송원가가 증가되고 수송 지연으로 인해 국제 경쟁력을 약화시키고 있다. 이러한 문제를 해소하기 위해서는 거점간의 수송을 자동차에서 철도로 유도해야 한다는 목소리가 고조되고 있다. 세계각국은 여객 수송 뿐만 아니라 화물 수송에 있어서도 고속화에 박차를 가하고 있고, 다른 육로 수송수단과 결합하여 화물을 수송하는 복합적인 수송체계를 도입하는 계획이 세계의 주요 국가에서 시작되었고 이미 실용화되어 상업 운행에 돌입한 나라도 있다.

본 연구에서는 차량 고속화를 위하여 현재 사용하고 있는 고속화차용 차체의 강도를 평가하여 향후의 설계지표로 활용하고자 이론 해석과 실차 시험을 통하여 검토한 내용에 대하여 기술하고자 한다.

---

\* 한국철도기술연구원 차량연구본부 연구원, 비회원

\*\* 한국철도기술연구원 차량연구본부 선임연구원, 정회원

## 2. 구조 해석

### 2-1. 모델링 (Modeling)

해석차량은 97년도에 현대정공에서 제작한 최고 설계 속도 120km/h의 고속 컨테이너 화차를 선정하였으며 이는 현재 97량이 운행 중에 있다. 차체의 형상이 폭 방향으로 대칭이므로 1/2을 대상으로 총 11,031개의 node와 11,184개의 shell 요소를 사용하여 모델링 하였고, 해석 S/W는 NISA II Ver. 8.0을 이용하였다.

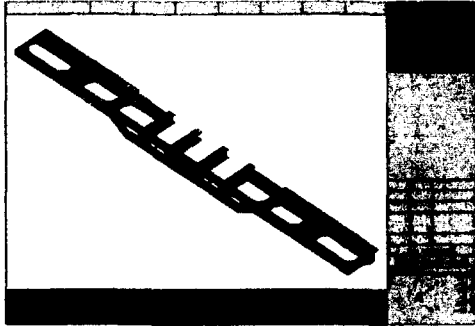


그림 1. 고속 컨테이너 화차 차체의 유한요소 모델

표 1. 컨테이너 화차 차체의 제원

항 목	제 원	비 고
차체 중량	7.3 ton	
차체 길이	12,500 mm	
차체 높이	1,065 mm	
차체 폭	2,332 mm	
볼스터간 거리	8,700 mm	

차체의 골조에 사용된 강재는 center sill, side sill, cross beam, bolster 등 대부분 SS400이며 보강재 등의 일부분은 SWS490A로 이루어져 있다. 표 2에 두 강재의 기계적 성질을 나타내었다.

표 2. 차체 구성 소재의 기계적 성질

강 재	인장강도 (kg/mm <sup>2</sup> )	항복강도 (kg/mm <sup>2</sup> )	탄성계수 (kg/mm <sup>2</sup> )	Poisson's ratio	비 고
SS400	41	25	$2.1 \times 10^4$	0.3	
SWS490A	50	33	$2.1 \times 10^4$	0.3	

### 2-2. 하중 조건

하중조건은 다섯가지로 구분하여 해석을 수행하였다. 해석결과와 비교하기 위해 실차시험과 동일한 조건에서 ①차체자중만을 고려한 경우와 ②차체자중과 동적효과를 함께 고려한 경우, ③차체자중과 증가된 동적효과를 고려한 경우, ④실제 운용상의 최대 적재하중, 그리고 ⑤설계 도면상의 최대 설계하중으로 구분하였다. 하중은 모든 조건에서 40ft(12,192mm) 컨테이너 1기 적재로 가정하여 차체 양 끝단의 locking device 상면에 수직방향으로 분포하는 것으로 하였다. 표 3에 각각의 하중 조건을 나타내었다.

표 3. 하중 조건

하중 조건	적재하중 (kg)	차체자중 (kg)	동적효과	해석하중 (kg)	비 고
1	19,700	7,300	-	27,000	적재하중 + 차체자중
2	19,700	7,300	1.3	35,100	(적재하중 + 차체자중) × 동적효과
3	19,700	7,300	1.4	37,800	(적재하중 + 차체자중) × 동적효과
4	33,000	7,300	1.3	52,390	(적재하중 + 차체자중) × 동적효과
5	56,000	7,300	-	63,300	적재하중 + 차체자중

### 2-3. 경계 조건

차체의 형상이 폭방향으로 좌우 대칭이므로 1/2로 모델링하여 그 단면에 대칭경계조건을 부여하였다. 또한 대차의 center pivot 연결부와 차체의 center sill과의 접촉면에 존재하는 node에 수직방향과 횡방향의 변위를 구속하였고, side bearer와 접촉하는 stiffner의 node에 축방향 회전변위와 수직, 횡방향 변위를 구속하였다.

## 3. 결 과

### 3-1. 해석 결과

모든 조건에서 최대 응력은 bolster와 side sill이 연결되는 부위의 바닥면에서 발생하였고 거시적으로는 side sill에 응력이 주로 분포되었으며, 최대 처짐은 side sill의 끝에서 발생하였다. 그림 2와 그림 3에 전체 응력분포와 최대 응력 발생부위를 각각 나타내었다.

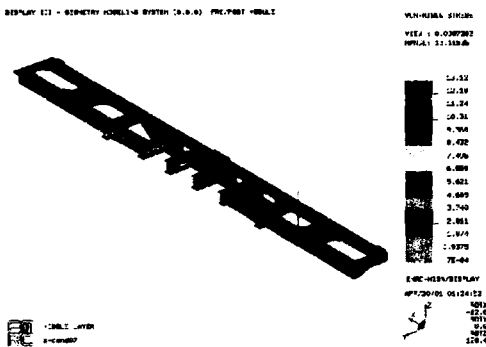


그림 2. 차체의 응력 분포(하중조건1)

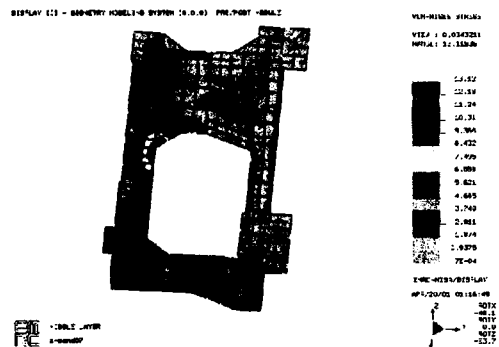


그림 3. 최대 응력 발생부위(하중조건1)

차체를 구성하는 소재에 대하여 해석 결과를 적용해 볼 때, side sill(SWS490A)에서의 최대 응력은 하중조건4와 5를 제외하고 충분히 안전한 것으로 판단된다. 그러나 보강재(SS400)에서의 최대 응력은 하중조건1에서는 충분히 안전하지만, 하중조건2, 3은 속도 증가시 동적효과의 증가를 감안하면 장기적으로 충분히 안전하다고 할 수는 없다. 표 4에 각 하중조건별 해석 결과를 나타내었다.

표 4. 하중 조건별 해석 결과

하중조건	해석 하중 (kg)	최대 응력 (kg/mm <sup>2</sup> )	최대 처짐 (mm)	최대응력 발생위치	비 고
1	27,000	13.12	7.34	bolster와 side sill의 연결부위	
2	35,100	17.07	9.55		
3	37,800	18.44	10.31		
4	52,390	25.49	14.26		
5	63,300	30.81	17.24		

### 3-2. 실차 시험

해석 결과와 실측 결과를 비교하여 그 차이를 해석 결과에 적용함으로써 좀 더 정확한 결과를 예측하고자 실차 시험을 실시하였다. 실차 시험은 경부선의 삼랑진-사상 구간에서 최고 속도 100~130km/h로 영·공차 각각 2왕복을 주행하여 차체의 진동가속도를 측정하였고, 컨테이너 적재 시 차체의 변형률을 측정하였다. 차체의 변형률을 측정하기 위한 strain gage의 부착위치의 응력 집중 부위인 bolster가 연결되는 side sill의 안쪽면으로 선정하였으나 공간적으로 취부작업이 불가능하여 작업이 용이하면서 비교 가능한 응력의 발생이 예측되는 근접한 부위인 바깥쪽 면으로 하였다.



그림 5. 차체에 부착된 Strain gage

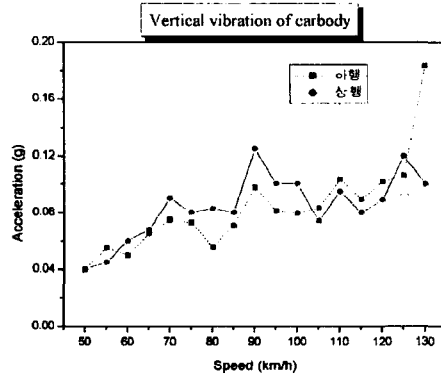


그림 4. 차체 수직진동가속도의 속도별 변화

시험 결과, 19.7ton의 하중 적재시 차체의 변형률은  $54 \mu\epsilon$ 으로서 약  $1.134 \text{kg/mm}^2$ 의 응력을 나타내었고, 차체의 상하방향 진동가속도는 속도에 비례하여 증가하는 경향을 나타내었다. 속도에 따른 차체 수직진동가속도의 변화와 gage 취부위치에서의 길이방향 응력성분( $\sigma_{xx}$ )의 해석 결과를 그림 4와 그림 6에 각각 나타내었다.

해석 결과와 비교하여 보면 동일 조건에서 해석 응력이 시험결과 보다 약 10%정도 크게 나왔음을 알 수 있었다. 이 차이를 해석 결과에 적용하여 계산한 안전율을 표 5에 나타내었다.

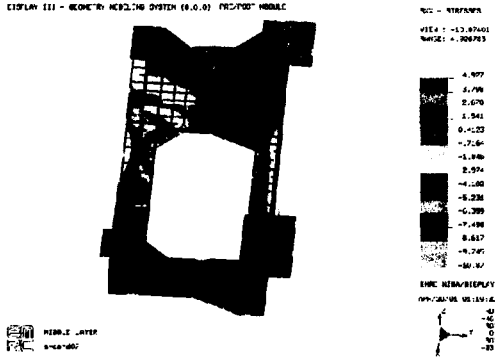


그림 6. Strain gage 취부위치에서의  $\sigma_{xx}$  분포도

표 5. 최대 응력 발생 부재의 안전율

하중 조건	안전율		비고
	보강재 (SS400)	side sill (SWS490A)	
1	2.13	2.81	
2	1.64	2.16	
3	1.52	2.0	
4	1.1	1.45	
5	0.91 (파단)	1.20	

안전율이 1이면 최대응력이 소재의 항복강도와 같음을 의미하므로 실제 운행시의 여러가지 외 부조건을 고려할 때 안전율이 2 이상이어야 충분히 안전하다고 할 수 있다. 위의 결과로 보면 side sill의 경우 하중조건4와 5를 제외하면 충분히 안전하지만, 보강재의 경우에는 하중조건1에서 만 충분히 안전하고 최대 설계하중조건(하중조건5)에서는 최대응력이 항복강도를 초과하여 파단된 다고 볼 수 있다. 또한 최대 운용하중조건(하중조건4)에서도 최대응력이 항복강도에 근접하므로 위험하다고 볼 수 있다. 그 이외의 조건에서는 어느 정도 안전하다고 볼 수 있지만 고속화 시에는 다소 위험요소를 포함할 수도 있다고 판단된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 고속 컨테이너 화차 차체의 구조해석과 실차시험을 통해 기존 화차의 고속화 시 구조적인 문제점의 발생 가능성을 검토하고자 하였다. side sill의 경우, 최대 설계하중조건을 제외 하고는 전반적으로 충분히 안전하다고 판단할 수 있으나 보강재의 경우 최대 설계하중조건에서는 최대응력이 항복강도를 초과하였고, 최대 운용하중조건에서는 안전율이 1.1로서 매우 위험한 상태 를 보였다. 자중과 동적효과를 고려한 하중조건과 속도증가에 따른 동적효과의 증가를 고려한 하 중조건에서는 안전율이 각각 1.64와 1.52로 위험한 수준은 아니라고 할 수 있다. 그러나 현재의 운 용하중과 속도에서는 문제가 되지 않더라도, 향후 적재하중의 증대와 고속화차의 개발 시 장기적 인 관점에서 이러한 점을 감안하여 차체의 구조강도를 보완하거나 차체의 진동을 감소시키도록 설계하는 것이 바람직하다고 판단된다.

#### 참고 문헌

1. EMRC(1997년), "DISPLAY III/NISA II User's Manual"
2. 현대정공주식회사(1996년), "철도청 컨테이너형 유개화차", 승인기술자료
3. 권성태 외(1999년), "LG화학 사유화차의 정밀안전진단", 보고서, 한국철도기술연구원
4. 함영삼 외(2000년), "고속화차 개발사양 제시 및 핵심장치 개발(1단계)", 보고서, 한국철도기술연구원
5. JIS E 7105(1989년), "鐵道車輛構体の荷重試験方法", 日本規格協會