

# 유한요소법을 이용한 AGV 구조물의 강도해석

양영수\*, 이세환\*\*, 이천수\*\*

## A Strength Analysis of the AGV Structure using the Finite Element Method

Young-Soo Yang\*, Se-Hwan Lee\*\*, Cheon-Soo Lee\*\*

### Abstract

The important parts of the developing AGV model are the fabrication of each part and the design technology of body frame. In the present day, design of the body frame depends on the experience of the industrial place. The systematic data need for the optimal design of the frame for the case of model change.

In this study, the strength of the early stage AGV(Automatic guided vehicle) is examined with the 3-dimensional finite element method. In order to verify the finite element results, the computed results are compared with the experimental data from the strain-gage output. A New model was designed by removing some parts of the early staged(roughly designed) model and choosing the thickness change of the rectangular-pipes.

Keyword : AGV(Automatic guided vehicle), Finite element method(유한요소법), Strength analysis(강도 해석)

### 1. 서 론

현재 공장자동화 설비중의 일부분으로 개발중인 AGV (automatic guided vehicle)는 제어기, 배터리, 바퀴 등의 주요 부품은 구매하고 차체구조물을 제작하여 조립하는 시스템이 사업화 되어 있다. 이러한 시스템 사업에서 중요시되는 부분은 각각의 부품을 연결하는 기술과 차체

프레임 설계기술이 요구된다. 현재 차체의 설계는 현장기술자의 감각에 의해 이루어지고 있는 실정이고, 개발 모델이 변화할 때 적절한 프레임의 설계기술이 부족한 실정이다. 또한 개발중인 AGV 차체의 경제성을 증가시키기 위해서 최적의 설계기준이 요구되고 있다. 그러므로, AGV 차체 구조물의 강도해석에 관한 연구를 수행하였다.

기존 AGV의 차체는 크게 2가지로 분류된다. 첫째로

\* 전남대 기계공학과

\*\* 전남대 기계공학과 대학원

승용차와 같이 골격 구조물을 사용하지 않고 판을 성형 가공하여 차체역할을 하게 한다[1]. 이러한 형태는 형상, 강도 등 여러 측면에서 장점을 갖고 있으나 제작을 위한 급형 비용이 높기 때문에 대량생산 시에만 적용이 가능하다. 둘째로 현재 본 연구에서와 같은 방법인 골격구조물로 차체를 제작하는 방법이다. 본 연구에서는 사각파이프를 사용한 차체구조물의 강도해석에 한정하였다. 또한 골격 구조물의 형상은 이미 시제품으로 제작한 형태를 기본으로 하여 부재를 감소시키는 것을 목표로 하였다.

수치해석 방법은 유한요소법을 사용하였으며 상용 프로그램인 ABAQUS를 사용하여 강도해석을 수행하였다. 또한 수치해석의 정확성을 검증하기 위하여 중요하다고 판단되는 요소부분에 스트레인 게이지(strain gauge)를 부착하고 실제의 응력값을 얻어내어 수치해석 결과와 비교하였다.

## 2. 유한요소해석

본 문제는 탄성범위내의 응력해석인 선형문제로서 어떠한 상용패키지를 사용하여도 계산결과가 비슷할 것으로 생각된다[2]. 유한요소법을 이용한 구조물 해석에 많이 사용되는 프로그램으로 여러 가지가 있지만, 본 연구에서 사용한 상용프로그램은 ABAQUS를 사용하였다[3].

개발중인 AGV는 사각파이프 형태의 구조물을 사용하기 때문에 빔 요소(beam element)를 사용하고 필요에 따라 자세한 응력정보가 요구되는 부분은 쉘 요소(shell element)를 사용하여 모델링하였다. 본 해석에 앞서 필요한 요소(element)모델링에 사용된 프로그램은 IDEAS를 사용하였다[4].

### 2.1 요소분할

평면응력상태(plane-stress)로 가정한 판 이론을 적용하여 사각파이프를 강판으로 생각하고 쉘요소(shell element)를 사용하여 요소 분할하였다[5,6]. 판의 두께가 입력변수가 되고 요소분할 형태가 Fig.1에 나타나 있으며 요소 수는 3224개이고 절점수는 2894개이다.

### 2.2 경계조건

경계조건에는 주어지는 하중에 의한 하중 경계조건과 하중을 지지하여주는 구속 경계조건으로 나누어진다. 해석

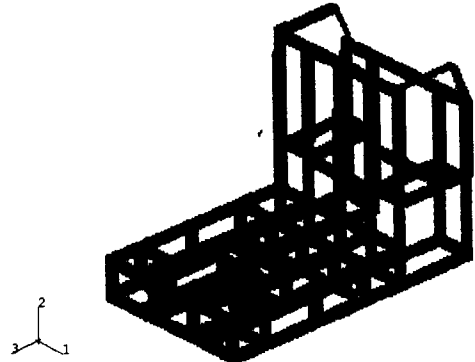


Fig. 1 Mesh generation of shell element

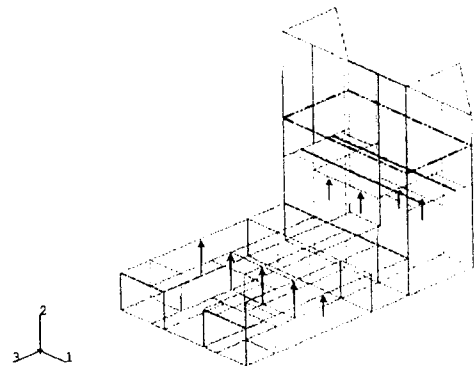


Fig. 2 Boundary conditions

(- · · · : controller, - · · · : battery, - - - + · · · : load + conveyor, arrow : constraint)

상에서 이러한 두 종류의 경계조건이 강제운동(rigid body motion)을 구속하도록 주어져야한다. 먼저 하중 경계조건에는 Fig.2와 같이 앞쪽에는 윗부분에 980N의 제어기와 중간높이에 3430N의 밧데리가 있고, 뒤쪽에는 2450N의 컨베이어와 9800N의 하중이(12250N) 앞, 뒤에서 반으로 나뉘어 작용한다고 생각하였다. 또한 구속 경계조건은 먼저 앞, 뒷바퀴의 지지부분이 고정(화살표 표시)된 것으로 가정한 조건과 앞바퀴 부분의 쇼바(shock absorber)에 의한 처짐 효과를 고려하기 위해서 자유단으로 해석한 두 가지 경우를 적용하였고 각 계산 결과를 비교하였다.

### 3. 실험

수치해석의 신뢰성을 확보하기 위하여 응력측정 실험을 하였다. 응력측정은 스트레인 게이지를 부착 후 하중을 1ton, 2ton 가하면서 스트레인 앰프를 통해 값을 읽었으며, 사용한 스트레인 게이지는 MM사의 EA-06-120LZ-120이다[7]. 실험위치 선정을 위하여 자중 및 모든 하중조건을 제거하고 1ton의 무게만 가해졌을 때 응력상태를 계산한 후 선정하였다. 이를 근거로 선정한 실험위치가 Fig.3에 나타나있다.

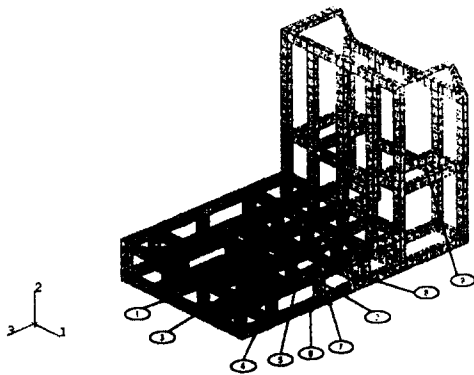


Fig. 3 Attachment position of strain-gage for the stress measurement

측정된 스트레인 값은  $\sigma = E \epsilon$  ( $E$ :탄성계수)식을 이용하여 응력 값을 구할 수 있다. 연강의 탄성계수 값은 약 200GPa이고 측정된 스트레인 값은  $10^{-6}$  단위이므로 측정값이 50일 때 10MPa이다. Fig.3에 나타난 실험위치의 번호 ①-⑨의 실험 값은 Table 1.과 같다.

Table 1. The stress data from experiment

Measurement position	Load case: 1 ton		Load case: 2 ton	
	Strain( $10^{-6}$ )	Stress (MPa)	Strain( $10^{-6}$ )	Stress(MPa)
①	34	6.8	70	14
②	38	7.6	80	16
③	-10	-2	-18	-3.6
④	8	1.6	19	3.8
⑤	-10	-2	-21	-4.2
⑥	-17	-3.4	-29	-5.8
⑦	-37	-7.4	-79	-15.8
⑧	6	1.2	8	1.6
⑨	-4	-0.8	-6	-1.2

측정된 응력 값은 크기가 너무 적어 측정오차를 고려하면 계산결과와 정확도를 비교하는 것이 적절치 못하였다. 즉 현재 개발된 차체구조물은 과도한 안전계수를 주었다고 할 수 있다. 하중이 2ton 일 때 응력상태를 Fig.4, Fig.5에 나타내었다. 쉘 요소는 2차원 평면응력 상태이므로 2방향 응력이 존재하므로  $\sigma_{11}$ 과  $\sigma_{22}$ 가 있다. 그림에서는 S11과 S22로 구분되어 있으며 11과 22방향은 각 요소의 국부(local)좌표이다.

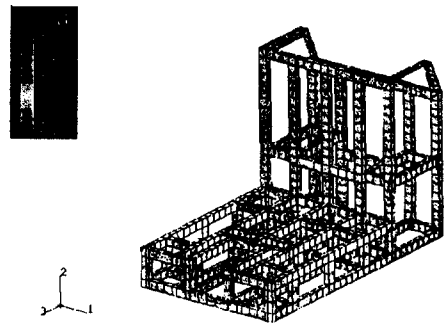


Fig. 4 Stress distribution of 2ton load( $\sigma_{11}$ )

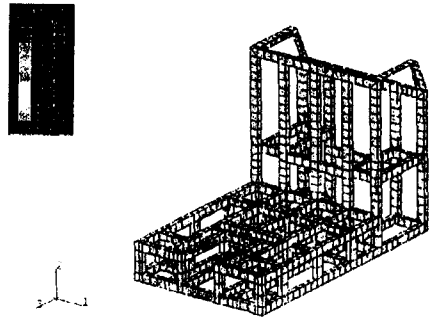


Fig. 5 Stress distribution of 2ton load( $\sigma_{22}$ )

계산된 응력 값의 크기가 20MPa이하로 전체적으로 아주 미미한 응력이 작용됨을 알 수 있고, 실험에서의 값과 큰 차이를 나타내지 않고 있다. 계산된 응력 값은 하중이 1ton에 비하여 2ton일 때 응력은 선형적으로 2배에 해당함을 알 수 있었다. 또한 실험 값에서도 실험오차를 고려하면 2ton 응력 값은 1ton에 비하여 2배에 해당되고있다. 그러므로 계산 값과 실험의 비교는 2ton일 때만 하고자 한다. 하중이 2ton일 때 차체의 변형형상이 Fig.6에

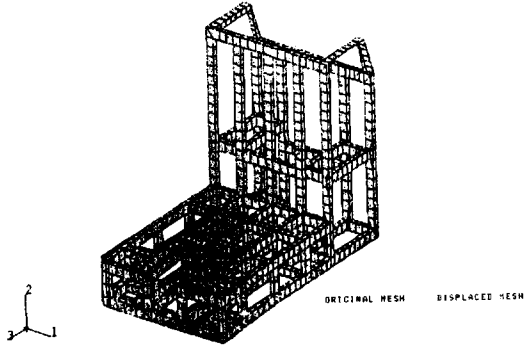


Fig. 6 Deformation for 2ton load(dmag=100)

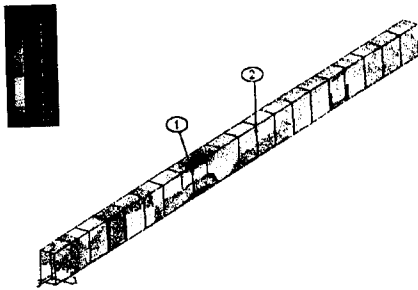


Fig. 7 Stress distribution at ①② position

나타나있다. 앞, 뒷바퀴에서 상하방향으로 고정하였기 때문에 뒷부분만 하단으로 처짐을 볼 수 있다. 이때 변형량의 크기를 100배 확대하여 표시하였다.

실험위치 ①, ②의 자세한 응력분포가 Fig.7에 나타나 있다. ① 위치의 실험 값은 14MPa, 계산 값은 16MPa로 계산 값이 약간 크기는 하나 상당히 정확함을 알 수 있다. 그러나 ② 위치는 실험 값이 16MPa, 계산 값이 3MPa 정도로 계산 값의 크기가 너무 적게 나타나고 있다. 이 차이는 앞바퀴의 경계조건 때문이다. 뒷바퀴는 쇼바(shock absorber)가 없어 상하방향을 완전하게 구속하나, 앞바퀴는 쇼바가 있기 때문에 상하방향으로 완전한 구속을 못하고 처짐이 발생한다. 그러므로 실험 값에서 ② 위치가 큰 인장응력이 작용하게 되었다. 본 연구에서는 앞바퀴에서 전혀 구속을 하지 못한다고 가정하여 경계조건을

변화시킨 후 다시 계산하였다. 앞바퀴의 구속이 제거되고 뒷바퀴에서만 구속하였을 때 변형양상이 Fig.8에 나타나있다. 뒷바퀴를 중심으로 차체 전, 후가 아래방향으로 처짐을 볼 수 있다. Fig.9는 앞바퀴의 구속을 제거한 새로운 경계조건에서 실험위치 ①, ②의 응력을 표시한다. 계산 값이 ①, ② 모두 13MPa정도로 실험 값에 비하여 약간 적게 나타나고 있으나 큰 차이를 보이지는 않는다. 실제 실험조건하에서는 앞바퀴의 쇼바가 약간의 구속을 하고 있으므로 기존 경계조건과 새로운 경계조건 사이의 조건으로 생각할 수 있다. 그러므로 실험 값의 크기도 두 경계조건 사이의 응력 값으로 나타남을 볼 수 있다.

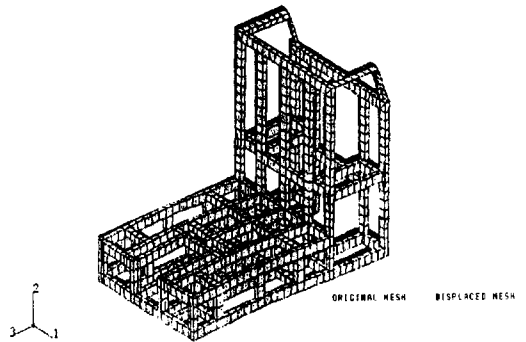


Fig. 8 Deformation or 2ton load (at front wheel free condition)

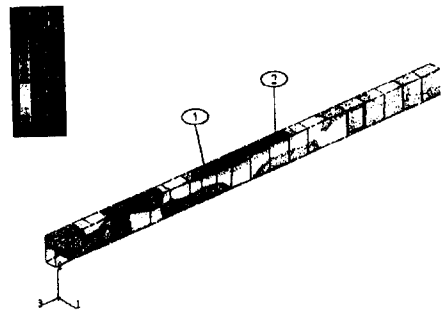


Fig. 9 Stress distribution at ①② position (at front wheel free condition)

실험위치 ③은 앞바퀴 경계조건과 무관하게 계산 값은 약 -4MPa 정도로 Fig.10에 표시되어있고, 실험 값은 -3.6MPa로 잘 일치하고 있다. 실험위치 ④는 응력이 일정하지 않고 변화가 있었으나 그 값이 미미하다. 실험값 3.8MPa과 별다른 차이를 나타내지 않고 있다. 실험위치 ⑤에서는 실험값 -4.2MPa과 잘 일치하게 나타났다. 나머지 실험위치 ⑥~⑨에서도 실험 값과 큰 차이를 나타내지 않고 있음을 알 수 있었다.

위의 실험과 계산 값의 비교에서, 전체적으로 너무나 적은 값의 응력이 작용하여 대부분이 오차범위내에 있으므로 약간의 문제점은 내포하고 있지만 대체적으로 계산 결과를 신뢰할 수 있을 것으로 생각된다. 다만 수치해석시 앞바퀴 쇼바의 처짐을 고려하기 위하여 앞바퀴를 자유단으로 하는 경계조건에 대해서도 수치해석 후 검토해야한다.

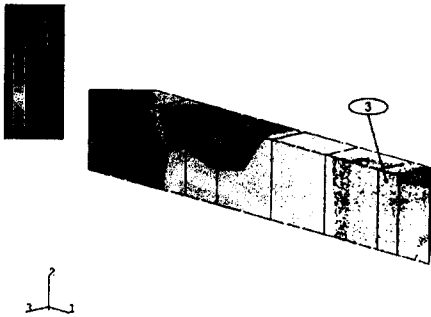


Fig. 10 Stress distribution at ③ position

## 4. 결과 및 토의

### 4.1 작업하중조건

응력해석의 신뢰성이 확인되었더라도 실제 작업시 AGV의 충돌, 노면불량 등 여러 상태를 고려한 작업시 하중조건을 선정하는 것이 어려운 문제이며, 하중조건 선정은 많은 경험과 데이터를 필요로 한다. 차체설계는 최대하중 상태에서 안전하도록 설계해야한다[8].

일반적으로 국내자동차 회사에서 대형차량의 설계시 많이 사용하는 하중조건을 참조하여 적절한 하중량을 결정하고자 하였다. 여러 가지 조건이 있으나, 여기서는 설계시 중요한 3가지 경우만을 고려하여 적용하였다.

특히, 본 연구에서는 부재에 가장 가혹하게 작용하는 하

중 조건들을 합하여 각 방향에서 가장 큰 하중이 동시에 작용한다는 가정을 하였다. 설계를 위한 하중조건은 Table 2.와 같다. 상하방향 3G의 의미는 구조물 자체무게, 배터리, 제어기, 화물의 무게가 3배에 해당하도록 하중을 가한 것이다. 이는 노면불량에 의한 충격, 화물 적재시 충격을 고려한 것이다. 자동차에서는 쇼바가 있어 대부분의 상하방향 하중을 흡수하므로 실제 고속주행시 노면불량에도 1.5G 이하인 것으로 알려져 있다. 그러나 시제품 AGV에서는 뒷바퀴의 쇼바가 없으므로 상하방향으로 약간의 하중이 작용될 것으로 예상되나 3G이하가 될 것으로 판단된다.

Table 2. Loading conditions for AGV

Left and right direction(1-axis)	Up and down direction(2-axis)	Front and rear direction(3-axis)
2G	3G	3G

전후방향 3G, 좌우방향 2G는 상하방향과 동일하게 구조물 자체무게, 배터리, 제어기, 화물의 무게가 중력의 2배, 3배 하중으로 작용한다는 의미이다. 이는 충돌, 급정지 등을 고려한 것으로 위의 조건이면 충분하리라 예상된다. 본 연구에서는 보다 가혹한 조건을 고려하기 위하여 위와 같은 3방향의 힘이 동시에 작용된다고 가정하여 해석하였다.

### 4.2 부재의 제거

이미 제작된 시제품의 강도가 과다함으로 판단되어 불필요 부분을 제거하였다. 이는 시제품 제작시 경험에 의해 주로 구조물의 가운데 부분을 제거한 후 계산하였다. 이때의 변형 및 응력분포가 Fig.11에 나타나 있다. 부재를 제거하였어도 작용응력이 55MPa 이하로 적은 응력이 작용된다.

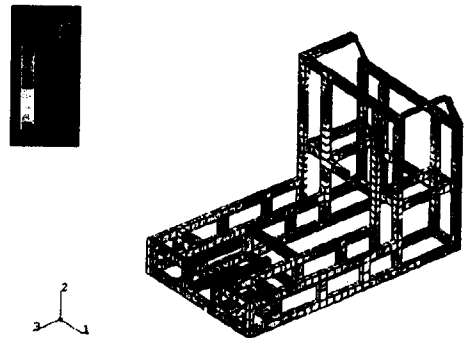


Fig. 11 Stress distribution for remove some parts(at front wheel constraint, Mises stress)

### 4.3 두께의 감소

과다설계로 인한 필요 없는 부재를 제거한 후에도 충분한 강도를 가지는 것으로 평가되어, 사각관(rectangular channel)의 두께를 감소시켜서 계산하였다. 현재 사용두께는 3.2mm이며 상용으로 판매되고있는 사각관의 두께는 2.3mm, 1.6mm가 있으므로 이에 대한 계산을 수행하였다. 두께를 2.3mm로 하였을 때 변형 및 응력분포의 계산결과를 살펴보면, 최대응력 분포도 75MPa 이하로 충분한 강도를 지니고 있음을 알 수 있었다.

그러므로, 다시 두께를 변화하여 1.6mm로 하였을 때 응력분포가 Fig.12에 나타나 있다. 이때의 최대응력 분포도 110MPa 이하로 강도에 문제가 없을 것으로 판단된다.

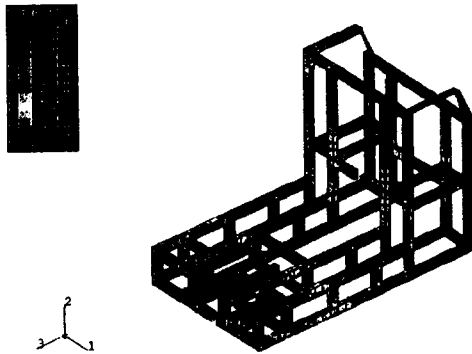


Fig. 12 Stress distribution of thickness change (at  $t = 1.6$ , Mises stress)

### 5. 결론

현재 개발중인 AGV의 차체구조물의 최적설계를 위해 일정 하중 작용시 부재에 걸리는 응력을 유한요소법을 이용하여 해석하고 실험에 의한 결과와 비교하였다. 유한요소법을 이용한 강도평가 결과는 실험을 통해 확인한 결과 실험 값과 잘 일치함을 알 수 있었다. 유한요소법을 이용하여 현재 시제품으로 제작된 제품의 강도는 통상 적용하

는 설계시의 안전율과 비교하여, 과다한 안전설계를 하였음을 알 수 있었다. 또한 기존 시제품의 부재중 불필요하다고 판단되는 부재를 일부 제거하여도 과다한 설계임을 알 수 있었다. 그러므로, 기존 시제품에 사용되는 사각파이프의 두께를 3.2mm에서 1.6mm로 변화시켜 계산한 결과 최대응력이 항복점의 반(1/2)정도에 해당하므로 기존 골격을 사용하려면 최소두께인 1.6mm 사각파이프를 사용하여도 큰 문제가 없을 것으로 판단된다.

### 참고 문헌

1. S. Fukuhara and K. Tamura, "Development of CAE for Sheet Metal Forming of Autobody Panels", J. of J.S.T.P., Vol. 30, No. 337, pp. 200, 1989
2. Bathe, Klaus-Jürgen, "Finite element procedures in engineering analysis", Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, pp. 735, 1982
3. Hibbitt, Karlsson and Sorensen, ABAQUS theory and user's manuals, Hibbit, Karlsson and Sorensen, Inc. Providence, Rhode Island, 1995
4. SDRC Structural Dynamics Research Cooperation, IDEAS Master Series manual, ver. 5.0, Milford Ohio USA, 1994
5. Timoshenko, S., and Woinowsky-Krieger, "Theory of Plate and shells, McGraw-Hill, Chap.4, 1959
6. Zienkiewicz and Taylor, "The finite element method", McGraw-Hill, 4th edition, Vol. 2, 1988
7. Measurement Group Tech Note TN-503-3, "Measurement of Residual Stresses by the Hole-Drilling Strain Gage Method"
8. 山本峰雄, 昭和39年12月, "自動車負荷計算基準および強度計算例", 社団法人 日本自動車技術會