

〈논문〉

대형트럭 프레임의 비틀림 강성 평가를 위한 유한요소 모델 개발

문 일 동[†] · 오 재 윤^{*}

(2004년 9월 20일 접수, 2005년 2월 28일 심사완료)

Development of a Finite Element Model for Evaluating Torsional Stiffness of the Frame of a Large Truck

Il-Dong Moon and Chae-Youn Oh

Key Words : Finite Element Model(유한요소 모델), Frame(프레임), Large Truck(대형트럭), Torsional Angle(비틀림 각), Torsional Stiffness(비틀림 강성), Torsional Test(비틀림 시험)

Abstract

This paper develops a finite element model of a cabover type large truck. The finite element model is for evaluating torsional stiffness of the frame of the large truck. The torsional test of the frame is conducted in order to validate the developed finite element model. A load cell is used to measure the load applied to the frame. An angle sensor is used to measure the torsional angle. An actuator is used to apply a load to the frame. A vertical upward load and a vertical downward load are applied to the frame in the torsional test. The frame's torsional stiffness is computed with the measured load and torsional angle in the torsional test. The finite element model of the large truck includes cab, deck and payload, suspension, and tire. Cab, deck, and suspension are modeled not to affect the frame's torsional stiffness. The simulation is performed with the developed finite element model for evaluating the frame's torsional stiffness. The simulation results show a very good correlation with the torsional test results in the tendency of changing of the frame's torsional stiffness not only with the direction of the applying load but also with the amount of the applying load. In addition, the simulation results predict the measured torsional stiffness of the frame with about 5% error.

1. 서 론

최근에 도시와 도시 사이를 연결하는 고속화 도로가 확대됨에 따라 보다 많은 화물을 좀 더 빠르고 안전하게 배달하기 위하여 대형트럭에 대한 고성능화가 요구되고 있다. 이에 따라서 조종성(handling) 및 승차감(ride comfort)과 같은 대형트럭의 동특성(dynamic characteristics)을 향상시키기 위

한 연구들이 활발하게 진행되고 있다.

대형트럭의 비틀림 강성(torsional stiffness)은 대형트럭의 조종성에 많은 영향을 미친다. 프레임(frame)은 대형트럭의 비틀림 강성을 결정하는 부품이다. 따라서 대형트럭 조종성에 많은 영향을 미치는 프레임의 비틀림 강성에 관한 연구가 진행되고 있다.^(1,2)

최근까지도 대형트럭 프레임의 비틀림 강성 평가는 주로 시험에 의존되어 왔다. 하지만 시험은 많은 시간과 비용이 들 뿐만 아니라 중량이 많이 나가고 프레임의 폭과 길이가 길기 때문에 시험자의 안전을 고려하여 다양한 시험조건을 시험을 수행하기가 어려운 경우가 많다. 이러한 이유로 인하여 신뢰성 있는 유한요소 모델을 개발하여 시험 대신 모의시험을 수행하면 다양한 조건에서 프레

† 책임저자, 회원, 타타대우상용차㈜

E-mail : moonid68@daum.net

TEL : (063)469-3383 FAX : (063)469-3600

* 회원, 전북대학교 기계항공시스템공학부

E-mail : ohcy@chonbuk.ac.kr

TEL : (063)270-2377 FAX : (063)270-2388

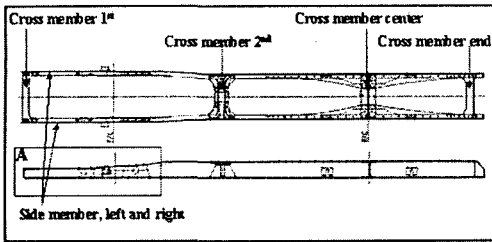


Fig. 1 Frame of a large truck

임의 비틀림 강성을 평가할 수 있다. 그리고 신뢰성이 있는 조종성 해석을 수행하기 위한 대형트럭 컴퓨터 모델을 개발할 수 있다.

대형트럭의 신뢰성이 있는 선회주행 해석을 위해서 프레임을 유한요소로 모델링하는 방안에 대한 연구가 수행되었다.⁽¹⁾ 프레임을 유한요소 모델링한 컴퓨터 모델을 이용하여 모의시험을 통해 프레임의 내구 해석을 수행하기 위한 방안에 대한 연구가 수행되었다.⁽²⁾ 대형트럭 프레임의 볼트 결합부의 유한요소 모델링 기법에 대한 연구가 수행되었다.⁽³⁾ 축소된 대형트럭 프레임의 유한요소 모델을 이용하여 시험모드해석을 위한 가속도계의 위치를 설정하는 방법에 관한 연구가 수행되었다.⁽⁴⁾

본 논문에서는 프레임의 비틀림 강성을 평가할 수 있는 대형트럭의 유한요소 모델을 개발한다. 개발된 유한요소 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 프레임의 비틀림 시험(torsional test)을 수행한다. 시험을 통해 측정된 프레임의 비틀림 강성과 모의 시험을 통해 구한 프레임의 비틀림 강성을 비교하여 개발한 유한요소 모델의 신뢰성을 검증한다.

2. 대형트럭 프레임의 비틀림 시험

대형트럭 전체 비틀림 강성에 주도적인 영향을 미치는 프레임의 비틀림 강성을 구하기 위하여 프레임 단품에 대한 비틀림 시험을 수행하였다. Fig. 1은 본 논문에서 비틀림 강성을 측정하기 위한 시험에 사용된 프레임의 개략도이다. Fig. 1에서 보는 바와 같이 본 논문에서 이용한 프레임은 사다리 형상을 가지고 있으며 전,후 방향의 종 부재인 사이드 멤버와 좌,우 방향의 횡 부재인 크로스 멤버로 구성되었다. 그리고 크로스 멤버와 사이드 멤버의 결합 방법은 비틀림 강성에 많은 영향을 미치는데 본 논문에 이용한 프레임은 크로스 멤버와 사이드 멤버의 플랜지 면에 결합하였다.

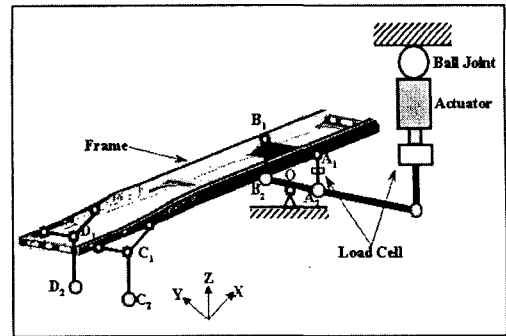
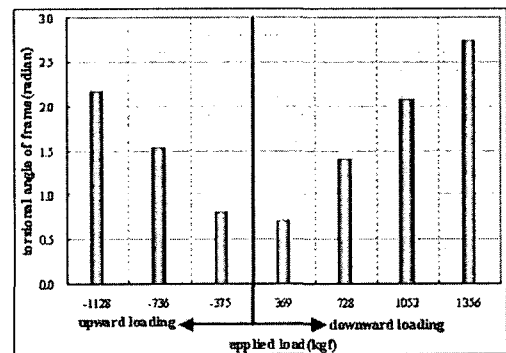
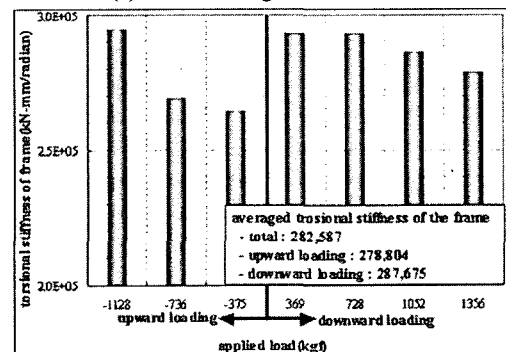


Fig. 2 Schematic diagram of a torsional test equipment of a frame



(a) Torsional angle of the frame



(b) Torsional stiffness of the frame

Fig. 3 Torsional angle and torsional stiffness of the frame acquired in test

Fig. 2는 프레임의 비틀림 시험을 위한 시험용 지그(test jig)를 포함한 시험장치의 개략도를 보여 주고 있다. Fig. 2에서 보는 바와 같이 시험용 지그 위에 프레임을 고정시켰다. 유압 액추에이터(hydraulic actuator)를 이용하여 후방 좌측 전,후차축의 중간 위치에 편심하중을 부여하여 프레임에 비틀림 모멘트(torsional moment)를 가하였다. 하중 센서(load cell)를 좌측 후방 전차축과 후차축의 중간 위치인 트러니언 브라켓(trunnion bracket)이

프레임에 체결되는 위치에 부착하여 프레임에 가해지는 하중을 측정하였다. 그리고 각 센서(angle sensor)를 좌측 후방 차축 위의 프레임 플랜지 면에 부착하여 프레임에 비틀림 하중이 작용될 때의 비틀림 각을 측정하였다. 시험용 지그는 프레임을 고정하고 유압 액추에이터에 의하여 하중이 가해지면 이를 프레임에 전달할 수 있도록 제작하였다. 후방 차축 중심선에서 프레임과 시험용 지그가 연결되는 점 A₁과 점 B₁은 X축을 중심으로 회전이 가능하도록 지그를 제작하였다. 유압 액추에이터가 부착되는 점 A₂는 X-Y 평면상에서 X축과 45°를 이루는 축을 중심으로 그리고 점 B₂는 X축을 중심으로 회전이 가능하도록 제작하였다. 점 C₁, D₁은 Y축을 중심으로, C₂, D₂는 X축을 중심으로 회전이 가능하도록 제작하였다.

대형트럭 프레임의 비틀림 시험에서는 프레임 단품만의 비틀림 강성을 평가하였다. 비틀림 시험에서 액추에이터의 작용하중은 프레임에 영구변형이 발생하지 않는 범위 내에서 가하였다. 시험자의 안전을 고려하여 하중을 단계적으로 가하였으며, 수직 하하중(downward loading: 작용하중을 시계방향으로 가함)과 수직 상하중(upward loading: 작용하중을 반시계방향으로 가함)의 두 하중에 대해 비틀림 시험을 수행하였다. 여기서 수직 하하중 조건은 프레임을 초기 변형이 없는 상태로 시험용 지그 위에 장착한 후 유압 액추에이터에 일정한 하중을 프레임의 아래방향으로 가하면서 비틀림 시험을 수행하는 것이다. 수직 상하중 조건은 반대로 프레임의 위 방향으로 작용하중을 가하면서 프레임의 비틀림 시험을 수행하는 것이다. 이와 같은 프레임의 비틀림 시험에서 각각의 작용하중에 의해서 발생하는 프레임의 비틀림 각을 측정하였다. 프레임의 비틀림 시험을 통하여 측정된 작용하중과 비틀림 각을 다음 식 (1)에 대입하여 프레임의 비틀림 강성을 계산하였다.

$$\text{Torsional Stiffness} = \frac{180 PS}{\pi \theta} \text{ (kN - mm/radian)} \quad (1)$$

- P : 작용하중
- S : 후방 차축의 하중 지지점 간의 거리
- θ : 측정위치에서 발생하는 비틀림 각

Fig. 3은 작용하중을 변경시키면서 비틀림 시험을 수행하여 구한 프레임의 비틀림 각과 비틀림 강성을 보여주고 있다. Fig. 3(a)는 프레임의 비틀림

각을 보여준다. Fig. 3(a)에서 보는 바와 같이 수직 하하중 조건과 수직 상하중 조건에서 프레임의 비틀림 각 변화량이 차이를 보이고 있는 것을 알 수 있다. 프레임에 수직 상하중이 가해졌을 때 프레임에 발생하는 비틀림 각은 수직 하하중이 가해졌을 때보다 대략 10% 정도 큰 값을 보였다. Fig. 3(b)는 Fig. 3(a)의 측정 결과를 이용하여 구한 프레임의 비틀림 강성을 보여주고 있다. Fig. 3(b)에서 보는 바와 같이 작용하중의 방향에 따라서 프레임의 비틀림 강성이 상반된 결과를 나타내고 있는 것을 알 수 있다. 즉 작용하중을 수직 상방향으로 가했을 때는 하중이 증가함에 따라서 비틀림 강성의 크기가 커졌다. 그러나 작용하중을 수직 하방향으로 가했을 때는 작용하중이 증가함에 따라서 프레임의 비틀림 강성의 크기가 작아졌다. 수직 상하중을 가한 경우의 프레임 비틀림 강성의 평균값은 278,804(kN-mm/radian)이었고, 수직 하하중을 가한 경우의 프레임 비틀림 강성 평균값은 287,675(kN-mm/radian)이었다. 이와 같이 수직 하하중을 가한 경우가 수직 상하중을 가한 경우보다 평균 비틀림 강성값이 3% 정도 컸다. 이것은 차량이 바운스 운동(bounce motion)을 할 때가 리바운드 운동(rebound motion)을 할 때보다 프레임의 비틀림 강성이 대략 3% 크게 작용한다는 것을 의미한다.

3. 유한요소 모델을 이용한 비틀림 모의시험

프레임의 비틀림 강성을 평가하기 위한 대형트럭 유한요소 모델을 개발하였다. 유한요소 모델은 가능하면 실제 차량과 유사하도록 전방, 후방 현가장치, 데크와 적재량, 캡 시스템, 프레임 등을 고려하였다. MSC.NASTRAN⁽⁶⁾을 이용하여 비틀림 모의시험을 수행하였다.

본 논문에서 개발한 유한요소 모델은 전체 차량의 부품을 프레임이 실제 차량에 장착되어 전, 후측 하중분배에 의해서 발생하는 프레임의 초기 변형을 고려하여 프레임의 비틀림 강성을 평가하였다. 유한요소 모델은 캡, 데크, 전, 후방 현가장치 및 기타 행 온 파츠들이 프레임의 비틀림 강성에 영향을 미치지 않도록 모델을 구성하였다. 이와 같이 전체 차량 유한요소 모델을 구성하여 비틀림 모의시험을 수행하면 프레임 비틀림 강성을 평가

함과 동시에 동일한 하중조건 및 경계조건에서 구조해석(structural analysis)을 통하여 프레임의 각 부재에 발생하는 응력을 평가하여 프레임의 구조적인 안전도를 동일한 유한요소 모델을 이용하여 평가할 수도 있다.

3.1.1 유한요소 프레임 모델

Fig. 4는 프레임의 유한요소 모델을 보여준다. 프레임의 주요 부재인 사이드 멤버와 크로스 멤버의 유한요소 모델링은 각 부재의 두께를 고려하여 중립면(mid-plane)을 구한 후, MSC.PATRAN에서 제공하는 사각형 셸 요소(QUADR shell element)와 삼각형 셸 요소(TIRAR shell element)를 이용하여 모델링하였다.

사이드 멤버와 크로스 멤버의 체결은 실제 차량에서는 볼트나 리벳을 이용하여 결합하는데, 유한요소 모델에서는 MSC.PATRAN에서 제공하는 빔 요소(CBAR element)를 이용하여 모델링하였다. Fig. 5는 사이드 멤버와 중앙 크로스 멤버의 연결 부위를 상세히 보여준다. Fig. 5에서 보는 바와 같이 크로스 멤버를 사이드 멤버의 상,하 플랜지 면에 결합하였다. 이 빔 요소를 구성하는 관성 모멘트 값은 다음과 같은 방법으로 구하였다. 프레임의 사이드 멤버와 크로스 멤버를 결합하는 볼트나 리벳을 양단 고정(both ends fixed beam)로 가정하고 보의 중간에 집중하중(concentrated load)이 작용하는 경우 즉, 판을 셸 요소로 모델링 한 경우와 길이방향으로 균일분포하중(uniformly distributed load)이 작용하는 경우 즉, 판을 솔리드 요소(solid element)로 모델링 한 경우 각각의 중앙에서 발생하는 최대 처짐은 각각 식 (2)와 식 (3)과 같다.

$$Y_{\text{shell model}} = \frac{Pl^3}{192EI_{\text{shell model}}} ; \text{중앙집중 하중} \quad (2)$$

$$Y_{\text{solid model}} = \frac{wl^4}{384EI_{\text{solid model}}} ; \text{균일분포 하중} \quad (3)$$

식 (2)와 식 (3)을 등치 시키면 식 (4)와 같이 된다.

$$I_{\text{shell model}} = 2 \times I_{\text{solid model}} \quad (4)$$

따라서 본 논문에서 개발한 유한요소 모델과 같이 사이드 멤버와 크로스 멤버의 판을 셸 요소로 모델링하고 두 면 사이에 나타나는 두께 차이를 고려하기 위해서 볼트나 리벳을 빔 요소로 모

델링하는 경우 실제보다 2배의 굽힘강성이 요구된다. 이 것에 부가하여 볼트나 리벳과 판 사이에서 발생하는 마찰력을 고려하여 관성모멘트 값을 실제보다 3배로 보정⁽⁷⁾하여 유한요소 모델링에 이용하였다.

3.1.2 전,후방 판스프링 모델링

전방과 후방 판스프링은 빔 요소를 이용하여 모델링하였다. 판스프링을 빔요소로 모델링하는데 필요한 판스프링의 면적(A_L)은 식 (5)를 이용하여 구하였다.

$$A_L = b_L \times t_L \quad (5)$$

b_L : 판스프링 폭

t_L : 판스프링 두께

판스프링을 중앙에 집중하중이 작용하는 단순 양단지지보로 가정하면 변형량(δ_L)은 식 (6)과 같다.

$$\delta_L = \frac{P_L l_L^3}{48EI} \quad (6)$$

P_L : 작용하중

l_L : 판스프링 길이

I : 판스프링의 굽힘 관성모멘트

E : 재료의 탄성계수

Fig. 6은 빔 요소의 좌표계를 정의하였다. 식 (6)과 Fig. 6에서 정의한 좌표계로부터 판스프링을 빔요소로 모델링하는데 필요한 면적 관성모멘트(I_{LZZ})는 식 (7)과 같이 구하였다. 또한 식 (8)은 빔요소에서 Y방향의 단면 2차 모멘트를 구하기 위한 식을 나타낸다.

$$I_{LZZ} = \frac{l_L^3}{48E} \left(\frac{P_L}{\delta_L} \right) \quad (7)$$

$$I_{LYY} = \frac{b_L t_L^3}{12} (n) \quad (8)$$

P_L/δ_L : 판스프링의 수직강성

n : 판의 수

3.1.3 타이어 모델링

타이어도 빔 요소를 이용하여 모델링하였다. 타이어를 한쪽 끝단은 고정되고 다른 쪽 끝단은 자유인 빔으로 가정할 때 자유단에 축하중 P_T 가 작용하는 경우 빔의 단면적(A_T)은 식 (9)와 같다. 식 (9)로부터 구한 단면적은 타이어를 빔요소로 모델링하는데 이용하였다.

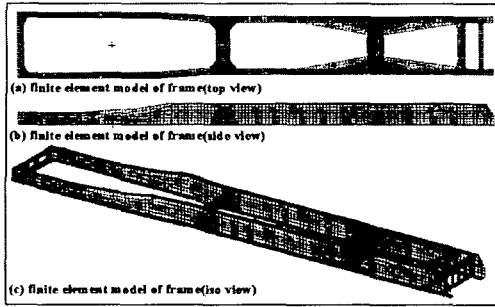


Fig. 4 Finite element model of the frame

$$A_T = \frac{I_T}{E} \left(\frac{P_T}{\delta_T} \right) \quad (9)$$

P_T : 작용하중
 I_T : 타이어 반경
 δ_T : 축방향 변형량

타이어를 외팔보로 가정하고 자유단에서 힘이 작용할 때 변형량(δ_i)은 식 (10)과 같다.

$$\delta_i = \frac{P_T l_T^3}{3EI} \quad (10)$$

식 (10)으로부터 타이어를 빔요소로 모델링하는데 필요한 굽힘 관성모멘트를 구하면 식 (11)과 같다

$$I_T = \frac{l_T^3}{3E} \left(\frac{P_T}{\delta_i} \right) \quad (11)$$

식 (12)에 보정인자⁽⁸⁾ 1.69를 곱하여 다음과 같이 굽힘 관성모멘트(I_{TZZ} , I_{TYT})를 구하였다. 특히 타이어의 보정인자인 1.69는 차량의 정적 평형상태에서 타이어의 비선형성을 고려하여 경험에 의하여 적용한 값이다.

$$I_{TZZ} = I_{TYT} = I_T \times 1.69 \quad (12)$$

3.1.4 데크 및 서브 프레임 모델링

데크와 적재량 및 서브 프레임은 모두 로드 요소(CROD element)를 이용하여 트러스 구조로 모델링하여 프레임과 연결부위에서 모멘트가 발생하지 않도록 하였다. 또한 데크의 높이는 적재량과 무게중심을 고려하여 정하였다.

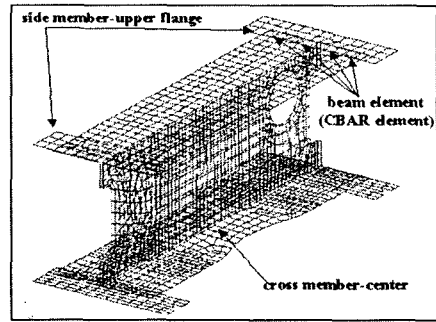


Fig. 5 Finite element model of the center cross member

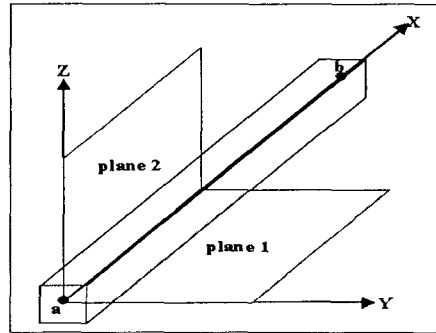


Fig. 6 Coordinate system of bar element

3.1.5 기타 행은 파트 모델링

프레임에 부착되는 행은 파트인 연료탱크, 배터리, 에어 탱크 등과 같은 부품은 사이드 멤버의 절점(node)과 행은 파트의 절점을 빔 요소를 이용하여 연결하고 각 행은 파트의 중량은 집중질량 요소(lumped mass element)인 MSC.PATRAN에서 포인트 요소(point element)를 이용하여 모델링하였다.

3.1.6 전체 차량 유한요소 모델링

Fig. 7은 프레임의 비틀림 강성 평가를 위해 개발된 대형트럭 유한요소 모델을 보여준다. 개발된 대형트럭 유한요소 모델을 이용하여 비틀림 모의 시험을 수행하기에 앞서서 하중이 실차 상태와 유사하게 분배 되었는지를 검토하였다. 100% 적재된 실차 상태에서 측정된 전,후,좌,우 휠에 작용하는 축하중과 대형트럭 유한요소 모델을 이용하여 구한 전,후,좌,우 휠에 작용하는 축하중을 비교하여 대형트럭 유한요소 모델의 하중 분배의 적절성을 검증하였다.

3.1.7 경계조건 및 하중조건

100% 적재상태에서 전방 좌측 휠과 후방 우측 전,후 휠에 ± 50 , ± 100 , ± 150 , ± 200 , ± 250 , ± 300 mm의 변위를 가하여 비틀림 모의시험을 수행하였다. Table 1은 비틀림 모의시험에서 사용한 경계조건

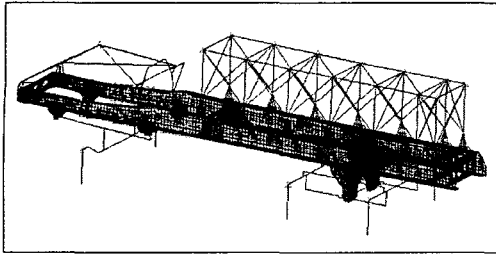


Fig. 7 Finite element model of the large truck

Table 1 Boundary conditions (F : free, C : constrained)

wheel		Load Case			
		front	rear		
			forward	rearward	
boundary condition	LEFT	T _X	F	F	F
		T _Y	F	F	C
		T _Z	diagonal distortion	C	C
		R _X	F	F	F
		R _Y	F	F	F
		R _Z	F	F	F
boundary condition	RIGHT	T _X	C	F	F
		T _Y	C	F	F
		T _Z	C	diagonal distortion	diagonal distortion
		R _X	F	F	F
		R _Y	F	F	F
		R _Z	F	F	F

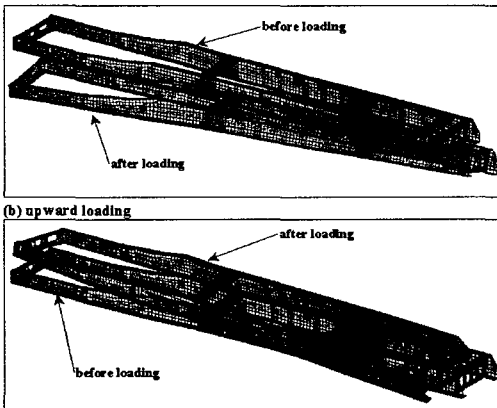


Fig. 8 Torsional motion of the frame in simulation

들을 정리하여 보여준다. Table 1에서 보여주는 바와 같이 전륜 우측 휠은 X, Y, Z 방향의 병진운동을 구속하였으며 후륜 좌측 전방 휠은 Z 방향의 병진운동을 구속하였고 후륜 좌측 후방 휠은 Y, Z 방향의 병진운동을 구속하였다. 그러나 나머지 모든 방향의 움직임은 허용하였다.

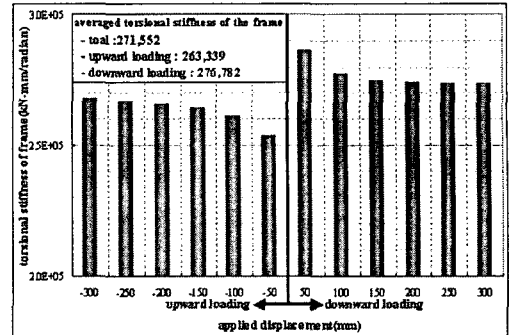


Fig. 9 Torsional stiffness of the frame acquired in simulation

Table 2 Averaged torsional stiffness of the frame acquired in test and simulation

averaged torsional stiffness (kN-mm/rad)	TEST	SIM.	error (%)
upward loading	278,804	263,339	5.5
downward loading	287,675	276,782	3.8
Total	282,587	271,552	3.9

3.1.8 비틀림 모의시험 결과

프레임의 비틀림 모의시험을 수행하여 전방 차축 중심선(X=0)과 후방 차축의 중심선(X=3930)에서 좌,우 사이드 멤버의 수직방향 변형량과 각각의 수직방향 축하중을 구하였다. 좌측 수직방향 축하중에서 우측 수직방향 축하중을 빼면 식 (13)에서 필요한 “wheel load difference”가 된다. 그리고 좌측 수직방향 변형량에서 우측방향 수직 변형량을 뺀 후에 차량의 휠 베이스(wheelbase)로 나누면 식 (14)에서 필요한 “torsional angle”이 된다. 식 (13)과 식 (14)를 이용하여 비틀림 모멘트(M_T)와 비틀림 강성(C_T)을 구하였다.

$$M_T = (\text{wheel load difference}) \times \left(\frac{\text{wheel tread}}{2} \right) \quad (13)$$

$$C_T = \frac{M_T}{\text{torsional angle}} \quad (14)$$

Fig 8은 대형트럭 유한요소 모델을 이용하여 비틀림 모의시험을 수행하기 전과 수직 상하중 조건과 수직 하하중 조건에서 비틀림 모의시험을 수행한 후의 프레임의 비틀림 상태를 비교하여 보여준다. Fig 9는 유한요소 모델을 이용하여 모의시험을

수행하여 구한 프레임의 비틀림 강성을 보여주고 있다. Fig. 9에서 보여주는 바와 같이 모의 시험은 Fig. 2에서 보여주는 비틀림 시험 결과와 동일하게 수직 상하중 조건에서는 하중이 증가함에 따라 프레임의 비틀림 강성의 커지는 경향을 보였고, 수직 하하중 조건에서는 하중이 증가할수록 프레임의 비틀림 강성이 작아지는 경향을 보였다. Fig. 9에서 수직 상하중 조건에서 구한 비틀림 강성을 산술평균한 값은 263,339(kN-mm/radian)이었고, 수직 하하중 조건에서 구한 산술평균한 값은 276,782(kN-mm/radian)이었다. 그리고 수직 상하중과 하하중 조건 모두의 비틀림 강성을 산술평균한 값은 271,552(kN-mm/radian)이었다.

Table 2는 프레임의 비틀림 시험을 수행하여 구한 프레임의 비틀림 강성과 유한요소 모델을 이용하여 모의시험을 수행하여 구한 비틀림 강성에 대한 산술평균 값을 비교하여 보여주고 있다. Table 2에서 보는 바와 같이 비틀림 강성의 수직 상하중 조건에서의 산술평균값과 수직 하하중 조건에서의 산술평균값 및 전체 산술평균 값을 모의시험 결과는 비틀림 시험 결과를 5% 내외의 오차범위 내에서 예측하였다. 이와 같이 대형트럭 유한요소 모델은 프레임의 비틀림 강성이 하중 조건에 따라 변하는 경향과 하중 조건에 따른 비틀림 강성 값을 아주 잘 예측하였다.

4. 결론

본 논문에서는 대형트럭 프레임의 비틀림 강성을 평가할 수 있는 유한요소 모델을 개발하였다. 개발된 대형트럭 유한요소 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 프레임의 비틀림 시험을 수행하였다. 비틀림 시험에서는 하중 센서를 좌측 후방 전차축과 후차축의 중간 지점인 트리니언 브라켓이 프레임에 체결되는 위치에 부착하여 프레임에 가해지는 하중을 측정하였다. 그리고 각 센서를 좌측 후방 차축 위의 프레임 플랜지 면에 부착하여 프레임의 비틀림 각을 측정하였다. 액츄에이터를 이용

하여 프레임에 하중을 가하였다. 수직 하하중과 수직상하중의 두 가지 하중조건에 대해 프레임의 비틀림시험을 수행하였다. 이 같이 시험을 통해 측정된 작용하중과 비틀림 각을 이용하여 프레임의 비틀림 강성을 구하였다. 대형트럭 유한요소모델은 캡, 데크, 현가장치 등이 프레임의 비틀림 강성에 영향을 미치지 않게 구성하였다. 대형트럭 유한요소 모델을 이용한 비틀림 모의시험은 실제 시험으로부터 얻은 수직 상하중 조건에서는 하중이 증가함에 비틀림 강성이 커지고, 수직 하하중 조건에서는 하중이 증가할수록 비틀림 강성이 작아지는 경향을 매우 잘 예측하였다. 그리고 수직 상하중 조건에서 평균 비틀림 강성이 수직 하하중 조건에서보다 약간 작아지는 경향을 매우 잘 예측하였으며, 하중 조건에 따른 평균 비틀림 강성 값을 5% 정도의 오차를 가지고 예측하였다.

참고문헌

- (1) Moon, I. D. and Oh, C. Y., 2003, "Development of a Computer Model of a Large-sized Truck Considering the Frame as a Flexible Body," *Trans. of KSAE*, Vol. 11, No. 6, pp.197~204.
- (2) Lim, J. H., Sung, H. S. and Im, S. Y., 2004, "Analysis of a Dynamic Rig Test Model for Truck Chassis Systems," *Trans. of KSAE*, Vol. 12, No. 4, pp. 94~100.
- (3) Kim, J. G., Park, S. S., Kim, Y. Y., Choi, S. H and Kim, B. K., 1996, "Finite Element Modeling and Experimental Verification of the Structures with Bolted Joints," *Trans. of KSME(A)*, Vol. 20, No. 6, pp.1854~1861.
- (4) Kim, B. G., Chung, T. J., Lee, J. K and Hur, D. J., 2000, "A Study on the Improvement of Finite Element Model for Scaled Frame by Considering Eigenvectors and Eigenvalues," *Trans. of KSNVE*, Vol. 10, No. 6, pp.1009~1016.
- (5) McNitt, L. F., 1969, "Truck Frame Side Rail Bulking Stresses," *SAE Paper 690176*.
- (6) MSC/NASTRAN User's Manual, 1994, MacNeal-Schwendler Corporation, USA.
- (7) F, Pessl, R., Steninwender, 1996, "FE-Analysis of the DAEWOO 19 Ton Truck Frame 8x4 Dump," Steyr-Daimler-Puch.