

자동차의 비틀림 강성 향상에 관한 연구

A Study on Torsional Stiffness Improvement of a Vehicle

임 기 창*
Lim, Ki-Chang

임 석 현**
Lim, Seok-Hyun

Abstract

Using high tensile steel plate makes the vehicle body stiffness lower even though it can lessen the fuel consume rate in application of weight reduction.

The crack which happens around vehicle window glass is brought about due to fatigue with low torsional stiffness. The paper presents a most suitable way to increase torsional stiffness using elasticity theory. Also the result of this study shows good agreement with FEM and experiments. We used a passenger car for calculation in this paper. Because we can apply the result of this study to fire engine as well as passenger car.

KEY WORD : vehicle body, Torsional stiffness, Crack, NVH

국문요약

소방자동차를 비롯한 모든 자동차의 비틀림 강성이 약하면 차체에 크랙이 발생함과 동시에 고유진동수가 낮아져 진동소음 발생의 원인이 된다. 이 논문은 최소한의 중량증가로 비틀림 강성을 최대한 증가시키는 방안을 제시한 것에 관한 것으로, 방안 검토를 위하여 탄성론을 이용한 이론해석을 실시하였고, 또한 이의 검증에 위하여 유한요소법에 의한 해석 및 실제 차체를 이용한 실험을 실시하였다. 본 논문에서 사용한 자동차는 승용차를 사용하였다. 그 이유는 실험 및 계산이 용이하고, 또한 계산결과를 소방자동차 등을 비롯한 모든 자동차에 적용 할 수 있기 때문이다.

I. 서 론

각 자동차 메이커는 환경문제 및 연비 향상을 목적으로 자동차의 중량을 줄이는 노력을 해오고

있다. 고장력 강판 채용부위의 확산은 그 대표적 인 예이다. 그러나 고장력 강판은 인장강도는 크 지만 탄성계수(young율)은 보통강판과 다름이 없다. 굽힘강성은 EI로서 탄성계수 E와 단면2차 모멘트의 곱으로 나타내는데, 이 중 박판의 단면2 차모멘트는 $bh^3/12$ 로서 단면폭 b와 두께 h의 영 향을 받는다. 따라서 굽힘강성은 재료의 인장강도

* 경원전문대학 소방안전관리과 교수

** 여주전문대학 자동차과 교수

에 관계없이 탄성계수와 박판의 두께에 의해 결정됨을 알 수 있다. 이와 마찬가지로 비틀림강성 GJ도 전단탄성계수와 단면2차모멘트와 마찬가지로 단면의 형상에 의해 결정되는 극단면 2차모멘트 J에 의해서만 영향을 받고 있다. 따라서 굽힘강성과 비틀림강성 모두 재료의 인장강도와는 관계없이 탄성계수와 단면 형상에 의해 결정됨을 알 수 있다. 이와같이 인장강도가 일반강판에 비해 높지만 탄성계수가 일반강판과 거의 동일한 고장력 강판의 채용이 차체의 강도는 유지시키면서 경량화시키는데는 성공했지만 차체의 강성을 저하시키는 결과를 가져왔다. 이러한 상황 중에 소비자는 연비뿐만 아니라 보다 높은 품질감을 요구하기 시작했다. 품질감이라는 것은 승차시 느끼는 느낌으로서 조종성 및 진동 소음 특성에 의하여 결정되는 것으로서, 이것은 결국 차체의 강성에 의해 결정된다. 즉 승차감 등의 고품질감이라는 소비자의 욕구를 만족시키기 위해서는 차체의 고강성화가 필연적으로 필요하게 되었다.

자동차에서 또한 엔진이 고출력화됨에 따라 서스펜션 주위의 고강성화는 조정성 확보를 위하여 피할 수 없는 문제로 되었다^{1,2)}. 엔진의 고출력화에 따라 타이어에 발생하는 코너링 포스(cornering force)가 커져 조향시의 차체의 변형을 무시할 수 없게 되었다. 또한 강성이 약할 경우 차체의 내구성에도 많은 문제점을 발생시킨다. 차체의 강성을 높이는 방법은 자동차 회사 및 차의 성격에 따라 다르다. 보강 방법을 살펴보면 가장 간단한 방법으로서 각 부재에 보강판을 삽입하는 것이다. 다른 방법으로는 아직 여러 가지 문제점으로 인해 실용화가 늦어지고 있지만 아주 효과적인 방법인 웰드본딩(weld bonding)방법이 있다. 이 방법은 기존의 스폿용접과 접착을 병행한 공법으로서, 스폿용접은 전부 용접하는 방식이 아니라 전기 저항용접 특성상 어느 정도의 간격을 두고 용접하게 되어있기 때문에 용접안된 부위가 변형되어 전체 용접한 부재보다 강성이 저하된다. 이러한 점을 보완하기 위하여 용접안된 부분을 접착으로 접합하여 강성을 향상시키는 방법이다³⁾. 그러나 전자는

중량 증가 및 제작공정 추가 등의 문제점을 안고있고, 후자는 제조공정에 접착공정을 추가해야하는 단점을 갖고 있다.

이 논문은 이러한 단점을 보완하기 위하여 중량증가율을 최소화 시키면서 자동차의 비틀림강성을 향상시키는 방법에 관한 것으로서 비틀림 강성 부족으로 발생하는 현상의 분석 및 그에 대한 대책수립을 탄성론, 유한요소법, 실험 등 3가지 방법으로 실행한 것에 관한 것이다.

II. 비틀림 강성 부족으로 발생한 피로 크랙

A차에대해 실차 피로내구시험을 실시한 결과 그림 1에 나타낸바와 같이 뒷창(Rear window glass)부근에 많은 피로 크랙이 발생하였다. 이 크랙들은 발생부위와 크랙 형상으로부터 뒷창부근의 차체가 비틀림 강성 부족으로 인해 그림 2와 같이 마름모 꼴로 변형하여 4변이 인장과 압축의 반복하중에 의해 피로파괴된 것으로 판단되었다.

또한 그림 1의 실내와 트렁크룸을 격리시키는 격벽부분에 그림 3과 같은 크랙이 발생하였다.

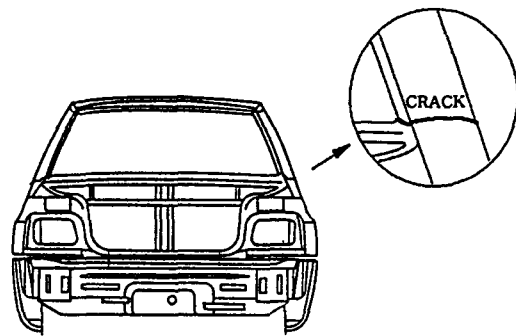


그림 1

Fig. 1. The crack which occurred in a car body.

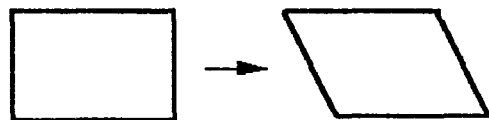


Fig. 2. The cause of crack occurrence.

크랙은 받는 힘에 직각으로 진행하기때문에, 크랙은 그림 3과 같은 전단력 즉 차체의 비틀림에 의해 발생하는 전단력을 받아 크랙이 진전한 것으로 판단되었다.

이러한 두가지 현상으로부터 발생한 크랙은 차체의 비틀림 강성 부족에 인한 것임을 알 수 있다.

Ⅲ. 비틀림 강성 향상대책

Ⅲ-1 보강판이 비틀림 강성에 미치는 영향

비틀림 강성을 향상시키는 가장 효과적인 방법은 폐단면의 경우 그림2와같은 변형을 방지하는 것이다. 일반적인 자동차의 경우 그림 1과 같이 보강판을 삽입하고 있는데 이와 같이 보강판을 중앙에 넣으면 보강판에는 비틀림에 의한 전단력이 전달되지 않으므로, 즉 단면 변형에 대한 억제력이 없으므로 비틀림에 대해서는 거의 효과가 없다.

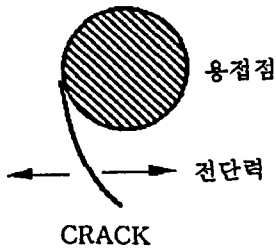


Fig. 3. The shape of crack.

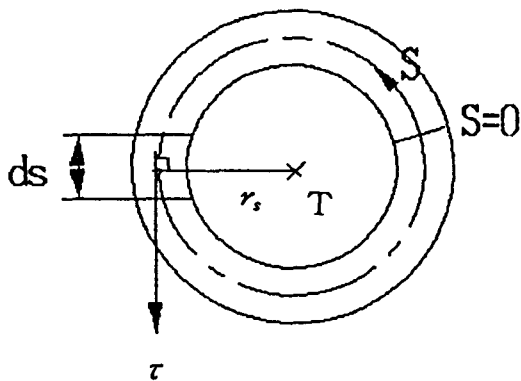


Fig. 4. The analysis model for torsional stiffness.

이 내용에 관해 구체적인 계산을 해보면 다음과 같다. 그림 4와 같이 박판의 중앙선에 따른 좌표를 S, 그방향의 전단응력을 τ , 축방향의 변위를 U로 한다. 비틀림 중심을 적당히 정한 후 그곳부터 중앙선의 접선까지의 수직거리를 r_s 라 하면 비틀림율이 w일 때 전단응력과 전단 스트레인(strain) 사이에는 다음과 같은 관계가 있다.

$$\frac{\partial U}{\partial s} + r_s w = \frac{\tau}{G} \quad (1)$$

비틀림에 가장 관련있는 축방향 변위 U는 (1)식을 적분하여 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$U = w \left(\int_0^s (-r_s) ds + c_0 + \frac{(\tau t)}{G} \int_0^s \frac{1}{t} ds \right) \quad (2)$$

(여기서 t는 판의 두께, G는 전단탄성계수임)

(2)식을 그림 5의 단면에 적용하면 다음과 같다.

$$(\tau_1 t) \frac{l_1}{t} + (\tau_m t_m) \frac{l_m}{t_m} = wG(2F_1) \quad (3)$$

$$(\tau_2 t) \frac{l_2}{t} + (\tau_m t_m) \frac{l_m}{t_m} = wG(2F_2) \quad (4)$$

(여기서 $t_1 = t_2 = t$ 로 계산)

또 그림 5로부터

$$(\tau_1 t) - (\tau_2 t) = \tau_m t_m \quad (5)$$

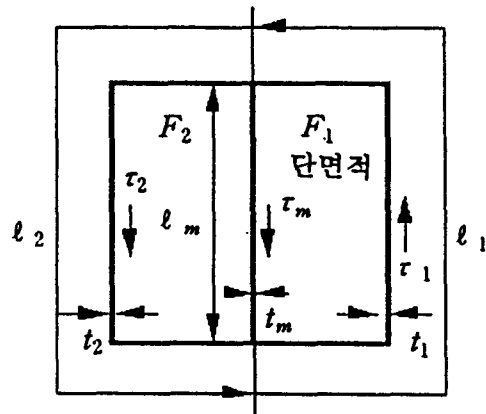


Fig. 5. The section with a reinforcement.

(3)~(5) 식으로부터

$$\tau_1 t = \frac{F_1 K_4 - F_2 K_2}{K_1 K_4 - K_2 K_3} (2wG)$$

$$\tau_2 t = \frac{F_1 K_3 + F_2 K_1}{K_1 K_4 - K_2 K_3} (2wG)$$

$$\tau_m t_m = \frac{F_1 (K_3 - K_4) - F_2 (K_1 + K_2)}{K_1 K_4 - K_2 K_3} (2wG) \quad (6)$$

여기서

$$K_1 = \frac{l_1}{t} + \frac{l_m}{t_m}, K_2 = K_3 = \frac{l_m}{t_m}, K_4 = \frac{l_2}{t} + \frac{l_m}{t_m} \quad (7)$$

그림 1과 같이 중앙에 보강판을 넣은 경우 $l_1 = l_2$ 이므로 $K_1 = K_4$ 가 되어 $\tau_m t_m = 0$ 이 됨으로써 중앙의 보강판은 아무런 역할을 하지 않는 것이 된다. 그러나 이 보강판의 경우 폭이 어느정도 있으므로 약간의 전단력이 작용할 것으로 사려되나 그 크기는 그다지 크지 않을 것이다. 이와 같은 이유로 중앙에 설치한 보강판이 그다지 좋지 않은 구조라는 것을 파악했으므로 이에 대한 대책을 2가지 수립해 보았다.

Ⅲ-1-1 중앙의 보강판을 옆으로 이동할 경우

보강판이 중앙에 있는 경우($l_1 = l_2$)는 보강판에 흐르는 전단력이 0이되나, $l_1 \neq l_2$ 즉 보강판을 옆으로 이동시킨 경우 (그림6 참조)는 보강판에 전단력이 전달되어 단면 변형을 억제하여 비틀림강성을 크게 한다.

보강판 이동에 의한 비틀림 강성의 증가율을

계산해 보면 다음과 같다.

$$T = (\tau_1 t) 2F_1 + (\tau_2 t) 2F_2 \quad (8)$$

$$GJ = \frac{T}{w} = \frac{(\tau_1 t) 2F_1 + (\tau_2 t) 2F_2}{w} \quad (9)$$

여기서 T는 비틀림 모멘트, GJ는 비틀림강성을 나타낸다.

(6)~(8)식으로부터 보강판 이동의 영향은 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{GJ}{GJ_0} = \frac{2}{2 - \lambda^2} \quad (10)$$

여기서 GJ_0 는 보강판이 없는 경우의 비틀림강성, λ 는 보강판의 위치를 나타내는 계수로 그림 6 참조.

그림 6으로 부터 보강판은 중심에서 멀리 떨어질수록 비틀림 강성이 높아짐을 알 수 있다. 이 경우 최대치는 $\lambda = 1/2$ 일 때 $GJ/GJ_0 = 1.14$ 로 비틀림 강성이 14% 증가한다.

Ⅲ-1-2 V자 보강판을 보강하는 경우

그림 7과 같은 V자 보강판을 설치하면 트러스 구조물이 되어 그림 2와같이 단면의 비틀림에 의해 변형되는 것을 구속하여 주므로 비틀림 강성이 상당히 증가해 크랙 발생을 방지할 수 있을 것으로 사려된다.

V자 보강판의 비틀림 강성을 구해보면 다음과 같다.

그림 7을 (2)식에 대입하면

$$\tau_2 t + \tau_4 t + \tau_5 t = \tau_1 t$$

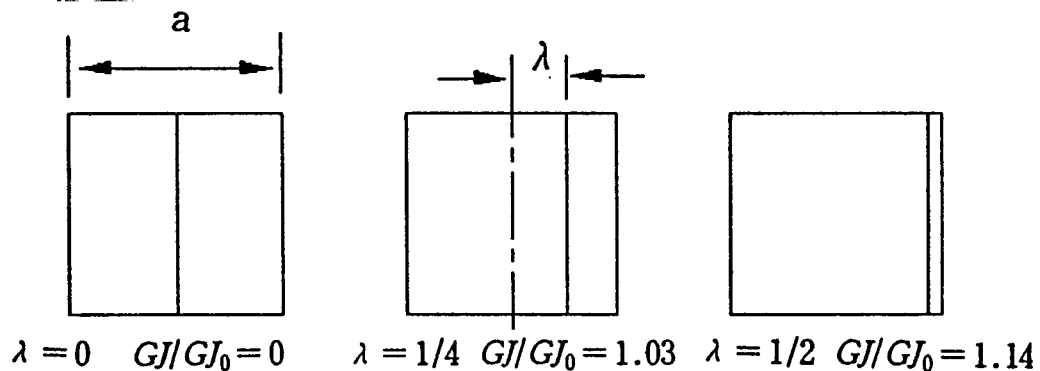


Fig. 6. The influence of a position of reinforcement.

$$\tau_3 t + \tau_2 t = \tau_1 t$$

$$(\tau_1 t) \frac{l_1}{t} + (\tau_2 t) \frac{l_2}{t} = wG(2F_1)$$

$$(\tau_3 t) \frac{l_3}{t} + (\tau_4 t) \frac{l_4}{t} - (\tau_2 t) \frac{l_2}{t} = wG(2F_2)$$

$$(\tau_5 t) \frac{l_5}{t} - (\tau_4 t) \frac{l_4}{t} = wG(2F_3) \quad (11)$$

(11)식의 1차 5원 연립방정식을 계산하여 $\tau_1 t \sim \tau_5 t$ 를 구한뒤 이것을 이용하여 비틀림 강성을 구하면 된다.

이 계산을 이용하여 간단한 단면 구조물에 대해 계산하여 현재 사용중인 중앙의 보강판과 비교해보기로 한다. 계산을 간단히 하기 위하여 그림 5와 7의 단면을 50×50의 정사각형으로 한다.

V자 보강판의 계산 결과를 Table 1에 나타냈다.

이 결과를 현재의 중앙에 설치한 보강판과 비교하면 Table 2와 같다.

이 결과로부터 판 두께가 일정할 경우 ($t =$

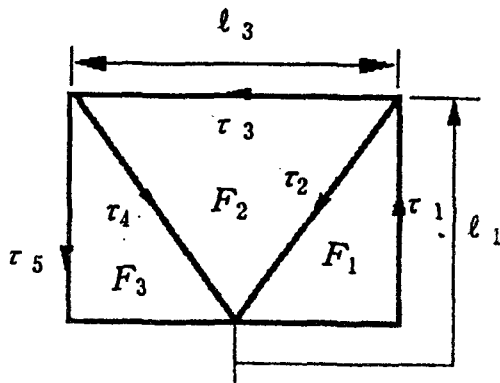


Fig. 7. V type reinforcement.

Table 1. The result of analysis.

$\tau_1 t$ (Kgf/mm)	$\tau_2 t$ (Kgf/mm)	$\tau_3 t$ (Kgf/mm)	$\tau_4 t$ (Kgf/mm)	$\tau_5 t$ (Kgf/mm)	GJ (Kgf·mm ² /rad)
22.9	-8.36	31.3	8.36	22.9	9.45 E+08

Table 2. The effect of reinforcement.

중앙의 보강판(그림 5) GJ(Kgf·mm ² /rad)	V자 보강판(그림 7) GJ(Kgf·mm ² /rad)	비 고
8.1 E+08	9.45 E+08	V자 보강판이 약 17% 정도 강성이 높음

constant) V자 보강판으로 하면 약 17%의 비틀림 강성을 증가시킬 수 있는 것을 알 수 있다. 그러나 실제로는 이것보다 훨씬 강성을 높일 수 있다.

(9)식을 보면 비틀림 강성 GJ는 τt 가 크면 클수록 커지는 것을 알 수 있다. V자 보강판의 계산결과를 보면 $\tau_3 t$ 가 31.3으로 다른 τt 보다 훨씬 크다. 이 결과는 t 가 일정할때의 값이므로 만일 τt 의 t 가 크면 비틀림 강성은 더욱 커질 수 있다. 즉 τ_3 을 전달하는 부재의 두께 t 가 커지면 강성이 높아진다.(그림 7 참조) 자동차의 τ_3 부분은 패키지 트레이에, 밑부분은 튼튼한 후로어(floor) 및 골조 부재인 멤버(member)에 연결되어 있는데 거꾸로 그림 8같이 τ_3 부분을 후로어에 연결하면 즉 보강판을 \wedge 자로 설치하면 두께 t 가 매우 증가하므로 강성이 높아진다.

IV. 유한요소법에 의한 해석

前章의 해석결과를 검증하기 위함과 동시에 이론해석으로는 구하기 어려운 실제 자동차를 적용한 보강판에 대한 영향을 구하기 위해 유한요소법에 의한 구조해석을 실시했다.

해석은 크게 2종류를 실시했다. 하나는 그림 9

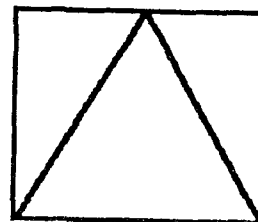


Fig. 8. \wedge type reinforcement.

와 같은 단순한 상자형 모델을 이용한 것이고 다른 하나는 그림 10과 같은 실제 자동차 모델을 이용한 것이다. 해석에는 범용 유한요소법 소프트웨어인 나스트란(NASTRAN)을 사용했다.

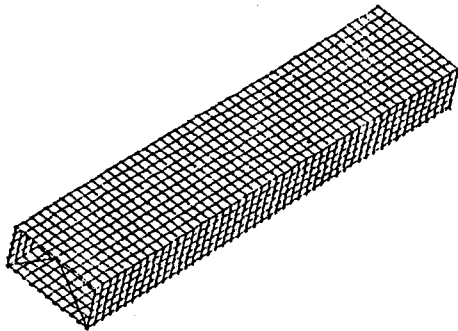


Fig. 9. Box type model.

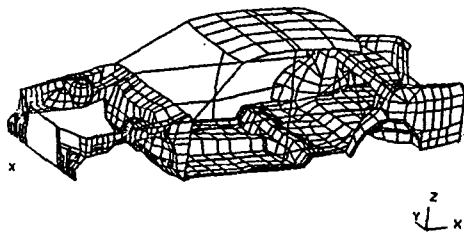


Fig. 10. The car body FE model.

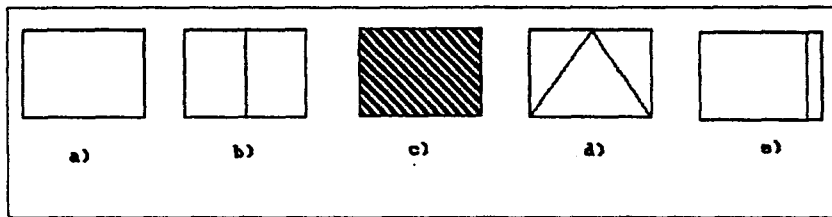
상자형 모델은 모두 4종류로서 500개 전후의 셀 요소로 구성되었으며 경계조건은 한쪽을 구속하고 다른 한쪽에 5000N·mm의 모멘트를 가하였다.

Table 3에 그 결과를 나타냈다.

앞에서 예상한대로 중앙에 보강판을 보강한 경우는 전혀 영향이 없으며 V자 보강판은 54%의 비틀림 강성이 증가되었다. 또한 참고를 위해 전면을 완전히 막았을때의 결과를 나타냈는데 V자 보강판과 동일한 결과를 얻었다. 이는 V자 보강판이 좌굴을 일으키지 않는한 단면을 막은 것과 동일한 효과를 발휘함을 나타내는 것으로, 경량화 측면에서 V자 보강판의 효과가 뛰어난을 알 수있다. 따라서 V자 보강판을 설계할시는 보강판의 단면을 좌굴을 일으키지 않도록 설정해야 할 것이다. 또한 중앙의 보강판을 옆으로 최대한 이동할 경우는 전장의 결과와 거의 동일하게 12%의 보강 효과가 있었다.

그림 10의 실제 자동차 해석 모델은 2000여개의 셀 요소와 500여개의 빔 요소로 이루어져 있다. 해석은 그림 10의 후륜트 서스펜션(front suspension)부위의 x,y,z축의 변위와 모멘트를 모두 구속하고 리어 서스펜션 (rear suspension)에 좌측은 상방향, 우측은 하방향으로 일정한 가중을 가하여 차체가 비틀리도록하여 실시하였다.

Table 3. The result of the box type model.



보강방법	비틀림 강성 GJ(Kgf·mm ² /rad)	강성 증가율(%)	비 고
a)	1.21×10^7	기준	
b)	1.21×10^7	0	
c)	1.86×10^7	54	전면을 판으로 막은 것
d)	1.86×10^7	54	
e)	1.35×10^7	12	

자동차의 강성평가는 정적평가와 동적평가가 있다. 최근 승차감과 관련하여 관심이 높아지고 있는 NVH(진동소음)성능향상을 위하여는 동적강성이 상당히 중요하다. 즉 정적강성이 약하면 과다변형에 의해 차체에 균열이 발생하는 등의 문제가 있지만 동적강성이 부족하면 차체 비틀림 모드의 고유진동수가 낮기 때문에 도로로부터의 입력에 의해 차체가 공진하여 승객의 귀를 압박하는 소음인 부밍 노이즈(booming noise)의 발생원인이 된다. 동적강성은 식 (12)에 의해 정적강성과 밀접한 관계가 있다. 즉 동적강성의 척도는 고유진동수의 높고 낮음으로 평가하는 바, 정적강성 k가 높으면 동적강성인 고유진동수도 커지게 되어 있다.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (12)$$

여기서 f : 고유진동수, k : 정적강성 m : 무게
여기서는 모달(modal analysis)해석을 통하여 고유진동수를 구하였다. 동적강성은 차체의 1차

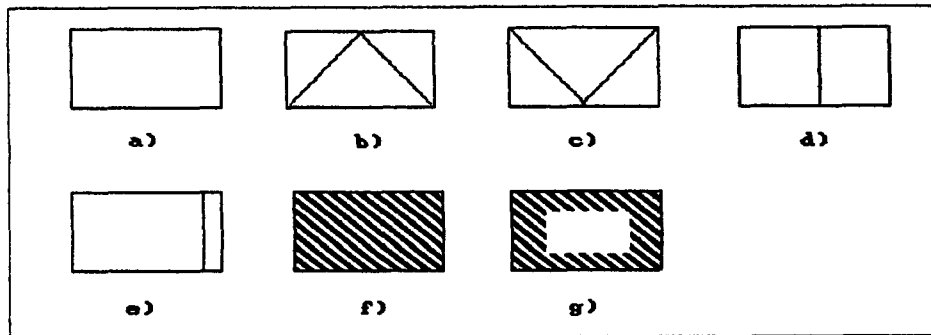
비틀림모드의 고유진동수로 나타냈다. 차체 비틀림 및 휨진동의 고유진동수는 엔진, 서스펜션 등의 고유진동수 및 로면으로부터의 입력에 의한 진동과의 공진을 피하기위하여 어느정도까지는 높을수록 좋다. 표 4에 그 결과를 나타냈다.

실차 모델에 의한 계산결과도 이론해석 및 상자형의 유한요소법해석경과와 거의 동일한 경향을 보이고 있음을 알 수 있다. 이론해석에서 예측한 바와 같이 \wedge 자 보강판이 \vee 자 보강판보다 효과가 크며, 또한 중앙의 보강판은 거의 효과가 없었다. 그러나 2% 상승한 이유는 실제의 보강판이 어느정도의 폭을 갖고있기 때문이다.

또한 보강판을 옆으로 이동한 경우 6%의 효과가 있었으며, 완전히 막은 경우는 상자형 해석결과와 마찬가지로 \wedge 자 보강판과 동일한 효과가 있었다. 약간의 구멍을 뚫고 막은 경우는 단면변형 억제효과가 적으므로 7.3%밖에 효과가 없었다.

동적강성의 경우도 정적강성과 마찬가지로 거의 동일한 증가경향을 보이고 있는점으로 보아

Table 4. The result of the car body model.



보강방법	비틀림 강성 $GJ \times 10^9$ ($Kgf \cdot mm^2 / rad$)	강성증가율(%)	고유진동수(HZ)	진동수 증가량(HZ)
a)	9.6	기 준	21.29	기 준
b)	11.6	21	24.93	3.64
c)	11.4	18.7	24.65	3.36
d)	9.8	2	21.64	0.35
e)	10.2	6	22.21	0.18
f)	11.6	21	24.88	3.59
g)	10.3	7.3	22.57	1.28

△자 보강판이 동적강성 증가에도 큰 효과가 있음을 알 수 있다. 차체의 고유진동수를 1HZ 향상시키기 위해서는 상당한 어려움이 따르는데 3.46HZ 상승이라는 것은 간단하고 경량인 보강에 비해 상당히 큰 효과를 얻고 있음을 나타내는 것이다.

V. 실험에 의한 검증

이론해석과 유한요소법에 의한 결과를 검증하기 위하여 실제 차체를 이용하여 실험을 실시했다.

사진 1은 승용차 차체에 △자 보강판을 설치한 것을 나타낸다. 보강판은 두께 1mm의 냉연 압연강판 spc로서 좌굴을 방지하기 위하여 비드를 설치하였다. 표 5에 실험결과를 나타냈다. 표로부터 보강판이 없는 경우보다 △자 보강판을 사용한 경우가 물경 36% 강성이 높음을 알 수

Table 5. The result of experiments.

보강방법	비틀림 강성 $GJ \times 10^9$ ($Kgf \cdot mm^2 / rad$)	강성증가율(%)
보강無	7.33	기준
△자 보강	9.95	36% 향상

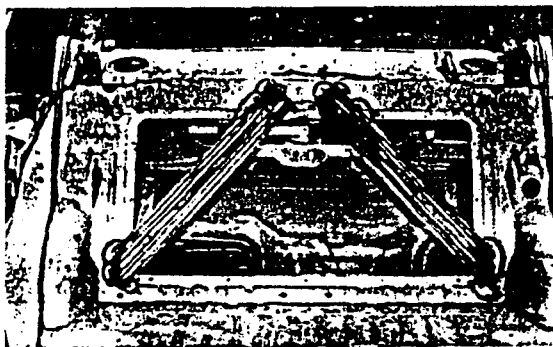


Photo 1. The sight of experiments.

있다.

실험과 유한요소법의 비틀림 강성을 비교하면 유한요소법으로 구한 강성치가 실험치보다 높은 것을 알 수 있다. 그 이유는 유한요소법의 계산 모델에는 비틀림 강성에 30%정도 영향을 끼치는 전후 유리창(front wind shield, rear window glass)이 포함되어있는 상태로 계산을 실시했고, 실험에서는 유리창이 없는 순수한 차체(white body)를 사용했기 때문이다.

VI. 결 론

승차감 및 차량 내구성에 영향을 크게 미치는 비틀림 강성을 증량증가를 최소화하면서 향상시키기 위하여 탄성론, 유한요소법, 실험을 통하여 최적 사양을 도출하였다. 그 내용을 요약하면

1. 차체 중앙(OBL)에 설치한 보강판은 비틀림 강성을 향상시키는데 아무런 효과가 없다.
2. 보강판을 옆으로 이동시키면 비틀림 강성이 향상된다. 최대한 이동시키면 14% 정도 까지 향상 된다.
3. △자 보강판을 사용하면 최소한 20% 이상의 강성 향상을 꾀할 수 있다.
4. △자 보강판을 사용하면 차체의 비틀림 1차 모드의 고유진동수가 3.46HZ 향상된다.

참 고 문 헌

1. 고성능의車가續續と登場, NIKKEI MECHANICAL, 1985, 11, 4
2. 感性を満足させる新技術基本は車體の剛性向上, NIKKEI MECHANICAL, 1986, 5, 16
3. 임석현의 2인, 환경을 고려한 Weld Bonding 시험편의 강도 평가, 한국산업안전학회, 제7권 제3호 p.99