

# 저진동 차량을 위한 결합부 인자 연구

## A Study on Joint Design Factors for Low Vibration Vehicle

이재우<sup>†</sup>·성영석\*·강민석\*·이상범\*·임홍재\*

Jae Woo Lee, Young Suk Sung, Min Seok Kang, Sang Beom Lee and Hong Jae Yim

**Key Words** : Flange width(플랜지 폭), Joint stiffness(결합부 강성), Side panel(사이드 패널), Vehicle structure(차량 구조), Welding point(용접점)

### ABSTRACT

Vehicle body frame stiffness affects the dynamic and static characteristics. Vehicle frame structure performance is greatly affected by crossmember and joint design. While the structural characteristic of these joint vary widely, there is no known tool currently in use that quickly predicts joint stiffness early in design cycle. This paper present the joint design factors affecting on low frequency vibration. The joint factors are joint panel thickness, flange width and weld point space. To study the effect on vehicle low frequency vibration, case studies for these factors are performed. The result can present design guide for high-stiffness vehicle.

### 1. 서 론

자동차 개발기술의 도약적인 발전과 더불어 소비자들의 다양한 구매욕구가 맞물려 현재 신차 개발주기는 점점 짧아지고 있다. 이러한 추세에 따라 국내외 자동차 제조업체들은 시작차를 제작하기 전에 다양한 CAE 기법을 이용하여 제작 후 발생할 수 있는 문제점을 사전에 제거하여 제품의 품질을 높일 뿐만 아니라 제품개발 기간을 크게 단축하고 있다.[1]

차량을 진동측면에서 볼 때 20~50 Hz 범위의 저진동 영역과, 500 Hz 이상의 고진동 영역으로 구분할 수 있는데, 저진동 영역의 주파수는 엔진의 가진력과 노면의 거칠기 등이 원인이 되어 발생한다. 엔진에서 발생하는 진동 및 험로의 주파수가 차체의 고유진동수와 근접하게 되면 공진에 의해 진폭이 커지며 이에 따라 차체의 굽힘 및 비틀림 변위가 극대화되어 차체의 각 부재 및 용접점 등에서 피로파괴가 발생하게 된다.[2]

따라서 이러한 저진동 영역의 공진주파수를 회피하기 위해서는 차체의 고유진동수를 높여야 하는데, 이는 차량의 형상을 유지하고 작용하중을 전달하며 차체에서 비교적 강성이 큰 부분인 필러, 루프레일, 로커, 결합부 등을 적절하게 설계함으로써 가능하다. 특히 결합부는 각 필러들이 서로 만나는 부분으로서 매우 복잡한 형상을 하고 있으며 결합부 강성에 영향을 미치는 다양한 설계 파라미터가 존재하기 때문에 진진동 영역 설계 시 매우 중요한 부분이다.[3]

본 논문에서는 차체 결합부 인자들에 대한 연구로 결합부를 구성하는 판재 두께 변화가 저진동 주파수에 미치는 영향, 플랜지의 두께가 결합부 강성에 미치는 영향, 결합부 용접점의 간격이 결합부 강성에 미치는 영향에 대한 연구를 수행하였다.

### 2. 결합부 두께 인자 연구

결합부를 구성하고 있는 외판, 내판, 보강판의 두께 변화가 전체 차체의 동강성에 미치는 영향에 대해 고찰한다. 본 연구에서 사용되는 결합부는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 A-필러 상부(A-Pillar upper), A-필러 중앙(A-Pillar center), A-필러 하부(A-Pillar lower), B-필러 상부(B-Pillar upper), B-필러 하부(B-Pillar lower)이다. 변경 전 패널의 두께를 100%라 설정하고, 각 결합부의 외판, 내판, 보강판의 두께를 각각 -30

† 국민대학교 자동차공학전문대학원  
E-mail : idwodn@hotmail.com  
Tel : (02) 914-8812

\* 국민대학교 기계자동차공학부

%, +30 % 변화시켰을 때 전체 차체의 동강성 변화를 살펴본다.

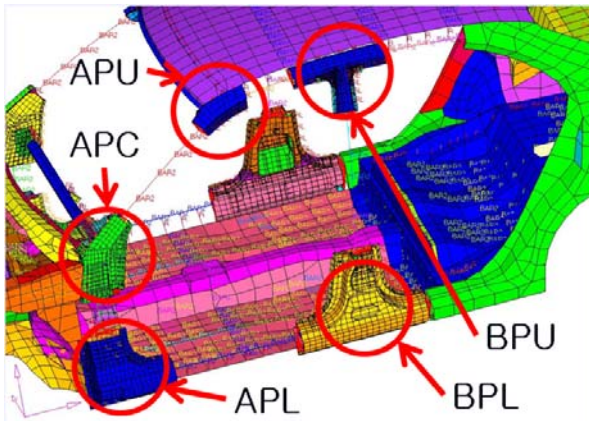


Fig 1. Finite element model of B.I.W.

## 2.1 A-필러 상부 결합부 패널 두께

위의 Fig 2는 패널 두께 변화의 대상인 A-필러 상부 결합부의 유한 요소 모델을 나타낸다. A-필러 상부 결합부의 경우 Fig 3의 결과에서 보는 것과 같이 각각의 판재 두께를 감소시켰을 경우와 증가시켰을 경우 고유주파수가 전체적으로 높아지는 경향을 나타내고 있는 것을 알 수 있다. 또한 내판, 외판, 보강판의 두께 변화에 따라 FR-torsion mode의 주파수가 가장 민감하게 반응하는 것을 알 수 있다. 판재 요소들 중에서는 외판의 두께 변화가 FR-torsion mode의 주파수에 가장 민감하게 반응하고 있다. 또한 외판의 두께가 가장 얇다는 것을 고려한다면 작은 두께 변화로도 전체 차량의 FR-torsion mode의 주파수에 큰 영향을 미치고 있으며 A-필러 결합부에서 민감도가 가장 높은 인자라 할 수 있다.

## 2.2 A-필러 중앙 결합부 패널 두께

다음의 fig 4는 패널 두께 변화의 대상인 A-필러 중앙 결합부의 유한 요소 모델을 나타낸다. A-필러 중앙 결합부를 구성하는 판재의 두께변화에 따른 전체 차량의 주파수 변화는 다음의 Fig 5에 나타내었다. A-필러 중앙 결합부는 A-필러 상부 결합부와 마찬가지로 FR-torsion mode의 주파수에 가장 민감한 영향을 미치고 있으며 판재들 중에서도 외판의 두께 변화가 전체 차량의 주파수 변화에 가장 영향이 크다.

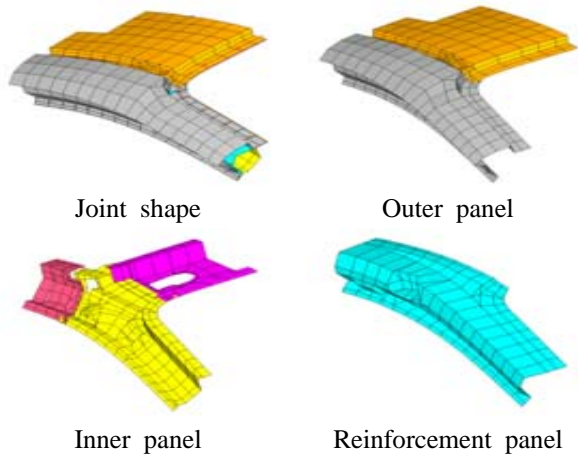


Fig.2 A-pillar upper joint component

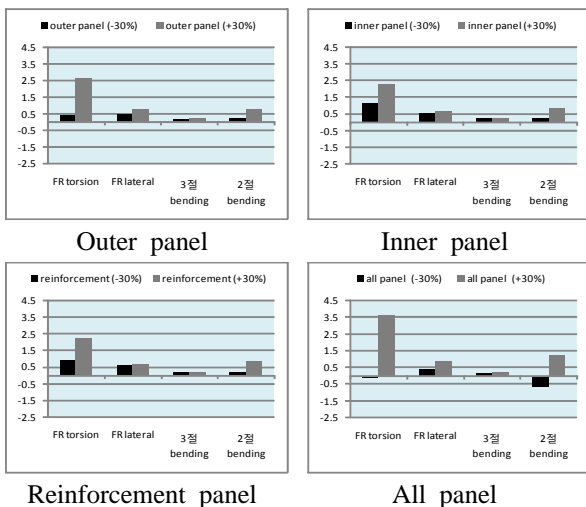


Fig 3. Frequency comparison for APU joint thickness change

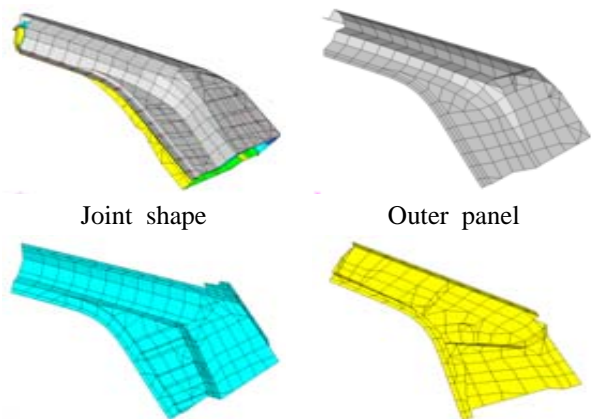
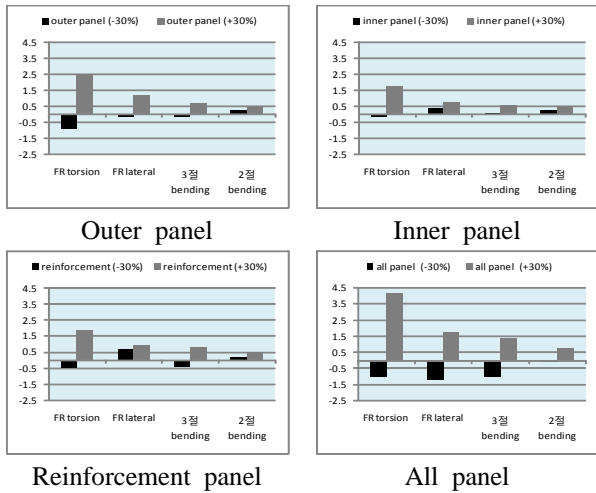
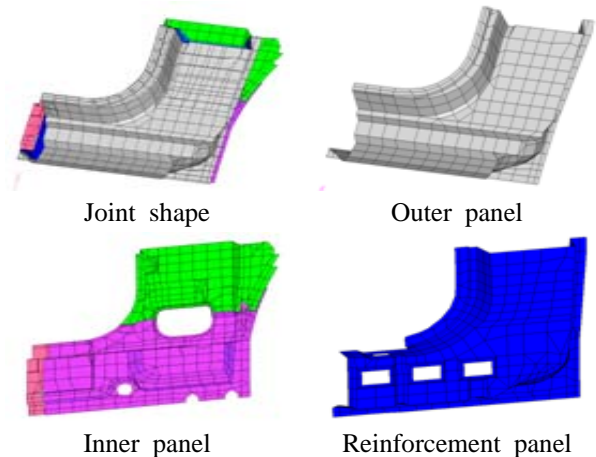


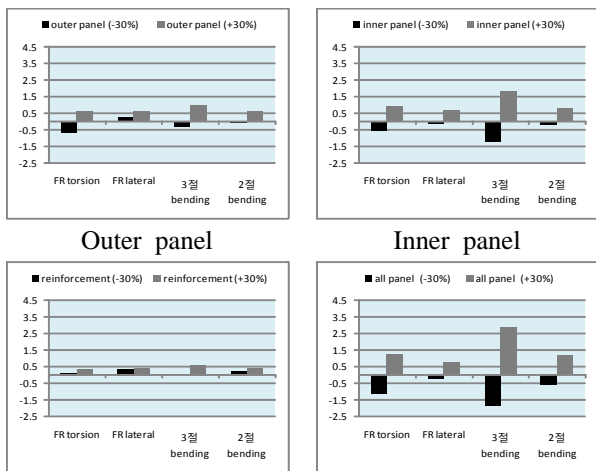
Fig 4. A-pillar center joint component



Outer panel Inner panel  
Reinforcement panel All panel  
Fig 5. Frequency comparison for APC joint thickness change



Joint shape Outer panel  
Inner panel Reinforcement panel  
Fig 6. A-pillar lower joint component



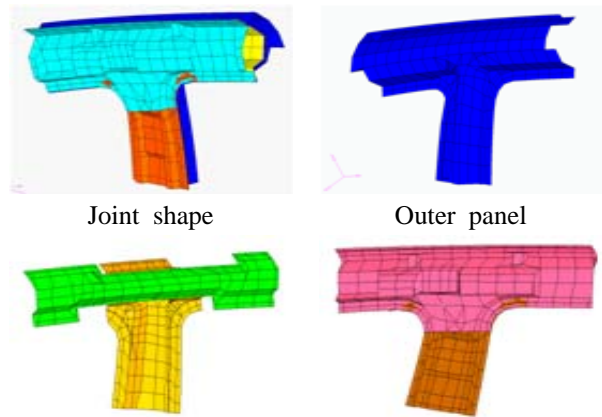
Outer panel Inner panel  
Reinforcement panel All panel  
Fig 7. Frequency comparison for APL joint thickness change

### 2.3 A-필러 하부 결합부 패널 두께

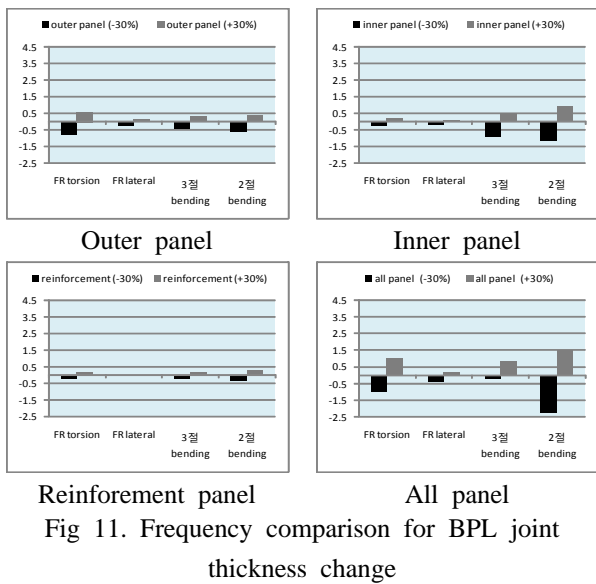
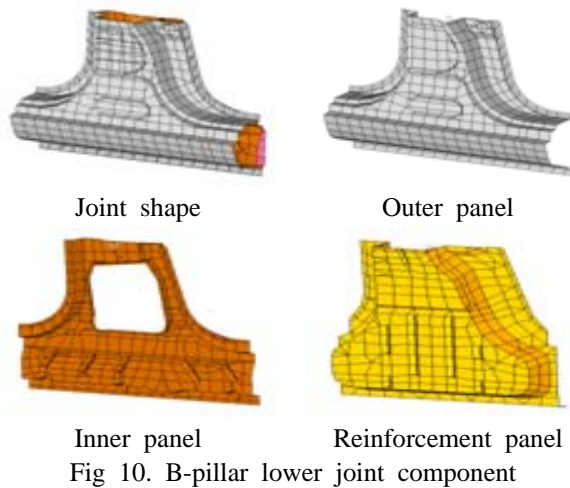
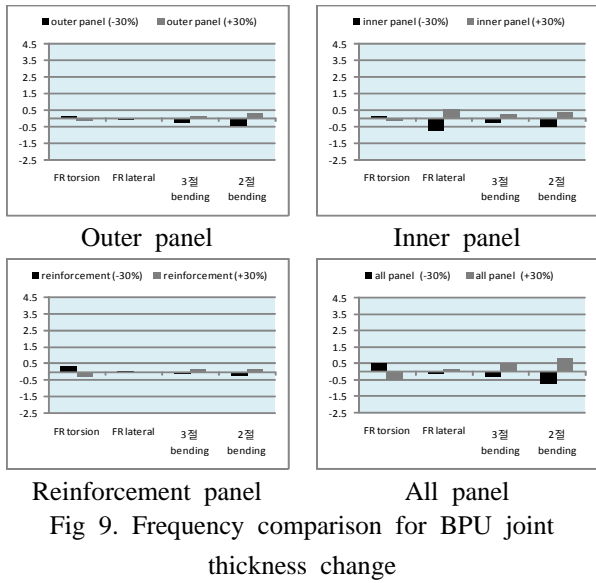
위의 Fig 6은 패널 두께 변화의 대상인 A-필러 하부 결합부의 유한 요소 모델을 나타낸다. 다음의 Fig 7은 해석 결과로서 A-필러 하부 결합부를 이루는 판재의 두께 변화는 FR-torsion mode와 3절 bending mode의 주파수에 민감한 영향을 미치고 있다는 것을 알 수 있다. 판재들 중에서는 내판의 두께 변화가 전체 차량의 강성 변화에 가장 영향이 크다는 것을 알 수 있으며, A-필러 하부 결합부는 차량의 전반부와 후반부 간의 비틀림 강성 및 굽힘 강성을 결정짓는 중요한 인자라고 판단할 수 있다. 또한 A-필러 결합부를 이루는 판재 두께에 가장 민감한 진동 모드는 3절 bending mode이다.

### 2.4 B-필러 상부 결합부 패널 두께

다음의 Fig 8은 패널 두께 변화의 대상인 B-필러 상부의 유한 요소 모델이다. 해석 결과 Fig 9에 나타난 것과 같이 B-필러 상부 결합부의 경우 결합부를 이루는 각각의 판재 두께의 변화가 차체 주파수에 미치는 영향이 비틀림 모드와 굽힘 모드에서 서로 상반되게 나타나는 것을 알 수 있다. 즉, 두께를 증가시킬 경우 2절 및 3절 bending mode의 주파수는 높아지는 반면, FR-torsion mode의 주파수는 감소하고 있다. 하지만 B-필러 상부 결합부는 패널 두께변화에 따른 전체 차량의 주파수 변화가 다른 결합부에 비해 적다는 것을 염두에 두어야한다.



Joint shape Outer panel  
Inner panel Reinforcement panel  
Fig 8. B-pillar upper joint component



## 2.5 B-필러 하부 결합부 패널 두께

위의 Fig 10은 패널 두께 변화의 대상인 B-필러 하부 결합부의 유한 요소 모델을 나타낸 것이다. Fig 11에 나타난 해석 결과와 같이 B-필러 하부 결합부의 경우 외판의 두께 변화는 차량의 비틀림 강성에 영향을 미치고 있으며, 내판과 보강판의 두께 변화는 2절 및 3절 bending mode의 주파수에도 영향을 미치고 있다는 것을 알 수 있다. 특히, 차량의 전반부와 후반부를 연결하는 결합부로서 B-필러 하부 결합부의 판재 두께 변화는 2절 Bending mode의 주파수에 가장 큰 영향을 미치고 있다. 그러나 B-필러 하부 결합부 또한 B-필러 상부 결합부와 마찬가지로 차량 전체 강성에 미치는 영향은 A-필러 결합부들에 비해 다소 적다는 것을 알 수 있다.

## 3. 플랜지 길이 인자

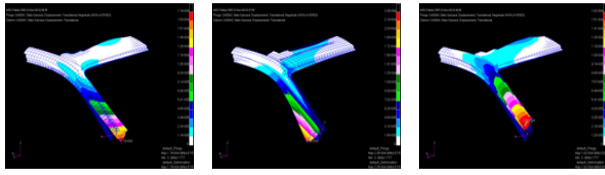
결합부를 이루는 판재 요소들은 점용접을 통해서 결합된다. 또한 점용접을 이용하여 결합하기위해서 플랜지가 존재한다. 플랜지는 결합부의 단면 특성 값을 변화시키며, 결국 차량의 고유주파수에도 영향을 미치게 된다. 본 장에서는 결합부의 플랜지 길이 변화에 따른 결합부의 강성 변화에 대해 고찰한다. 기존 플랜지 길이에 대해 50 % 길이 감소, 50 % 길이 증가로 형상을 변경하고, 결합부의 강성을 기존의 결합부와 비교한다.

결합부의 강성 비교를 위해 끝단 모멘트법을 사용하였다. 끝단 모멘트법이란 결합부의 한 끝단에 3축 방향으로 단위 모멘트를 가하고 나머지 끝단은 6자유도를 구속시키며, 해석 결과 끝단에서 3축으로 비틀림 각을 산출하고 단위 모멘트에 대한 강성 값을 구하는 것이다.

### 3.1 A-필러 상부 플랜지 길이

끝단 모멘트법을 이용하여 A-필러 상부 결합부에 대한 비틀림 강성 값을 구할 수 있었다. 다음의 Fig 12는 끝단 모멘트법을 이용한 A-필러 상부의 강성 해석 과정을 보여 주고 있다. A-필러 상부의 플랜지 길이 변화에 따른 결합부의 강성 변화는 다음의 Table 1에 나타내었다.

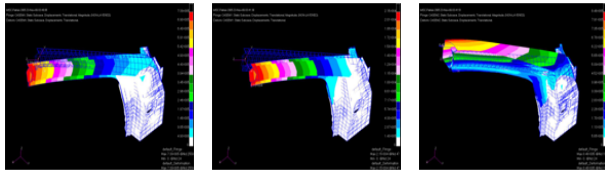
A-필러 상부 결합부의 front-rear 굽힘 강성과 in-out 굽힘 강성은 플랜지 길이를 늘였을 경우 증가하지만, 축방향 비틀림의 경우 플랜지 길이를 늘였을 경우 강성이 감소하고 있는 것을 볼 수 있다.



FR bending In-out bending Torsion  
Fig 12. A-pillar upper 3-axis stiffness

Table 1. APU 3-axis stiffness comparison

Case	Stiffness(MN/deg)	difference(%)	
-50%	Kx	2.77E+06	-14.3
	Ky	2.18E+06	-12.8
	Kz	6.69E+05	+6.9
+50%	Kx	3.62E+06	+12.0
	Ky	2.79E+06	+11.5
	Kz	5.97E+05	-4.6



Top-down bending In-out bending Torsion  
Fig 13. A-pillar center 3-axis stiffness

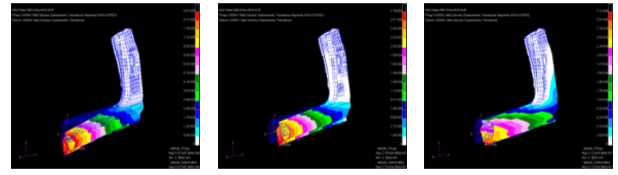
Table 2. APC 3-axis stiffness comparison

CASE	Stiffness(MN/deg)	difference(%)	
-50%	Kx	4.46E+06	-13.7
	Ky	2.06E+06	-6.1
	Kz	8.76E+05	+8.5
+50%	Kx	5.43E+06	+5.1
	Ky	2.26E+06	+3.0
	Kz	7.04E+05	-12.8

### 3.2 A-필러 중앙부 플랜지 길이

위의 Fig 13은 끝단 모멘트법을 이용한 A-필러 중앙의 강성 해석 과정을 보여주고 있다. A-필러 중앙 결합부의 플랜지 길이 변화에 따른 결합부의 강성 변화는 위의 Table 2에 나타내었다.

해석 결과 A-필러 중앙 결합부의 굽힘 강성은 플랜지 길이를 증가시켰을 경우 결합부 강성이 증가하였고, 비틀림 강성은 감소하였다. 하지만, 플랜지 길이를 증가시켰을 경우 A-필러 상부 결합부의 굽힘 강성의 증가에 비해 높은 증가율을 나타낸다.



Top-down bending In-out bending Torsion  
Fig 14. A-pillar lower 3-axis stiffness

Table 3. APL 3-axis stiffness comparison

Case	Stiffness(MN/deg)	difference(%)	
-50%	Kx	7.27E+06	-10.3
	Ky	3.10E+06	+0.2
	Kz	1.21E+06	+0.4
+50%	Kx	8.94E+06	+10.4
	Ky	3.05E+06	-1.5
	Kz	1.16E+06	-3.6

### 3.3 A-필러 하부 플랜지 길이

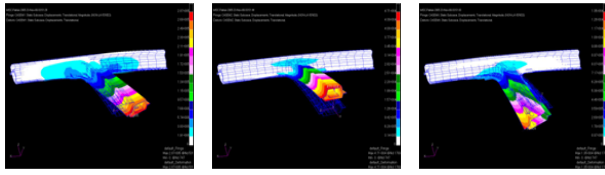
위의 Fig 14은 끝단 모멘트법을 이용한 A-필러 하부의 강성 해석 과정을 보여주고 있다. A-필러 하부 결합부의 플랜지 길이 변화에 따른 결합부의 강성 변화는 위의 Table 3에 나타내었다.

플랜지 길이의 증가에 따라 결합부의 Top-down 굽힘 강성은 크게 증가한 반면에 in-out 굽힘 강성과 비틀림 강성은 감소하였다. A-필러 하부 결합부의 강성은 3절 굽힘 주파수에 큰 영향을 미친다. 플랜지 길이의 증가에 따라 in-out, 비틀림 강성의 감소율은 적지만 top-down 굽힘 강성 값은 큰 증가를 보이기 때문에 A-필러 하부 결합부의 플랜지 길이 증가는 차체의 3절 굽힘 강성에 큰 영향을 미치게 된다.

### 3.4 B-필러 상부 플랜지 길이

다음의 Fig 15는 끝단 모멘트법을 이용한 B-필러 상부의 강성 해석 과정을 보여주고 있다. B-필러 상부 결합부의 플랜지 길이 변화에 따른 결합부의 강성 변화는 다음의 Table 4에 나타내었다.

해석 결과에서 보듯이 B-필러 상부 결합부의 플랜지 길이를 변화시킬 때 가장 큰 변화를 나타내는 것은 결합부의 전-후 방향 굽힘 강성이다. B-필러 상부 결합부의 강성 증가가 A-필러 상부 결합부의 굽힘 강성의 증가에 비해 높은 증가율을 나타낸다.



FR bending In-out bending Torsion  
Fig 15. B-pillar upper 3-axis stiffness

Table 4. BPU 3-axis stiffness comparison

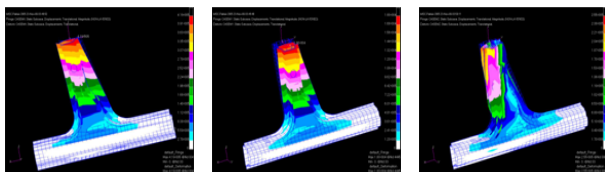
Case	Stiffness(MN/deg)		difference(%)
-50%	Kx	1.49E+06	-0.6
	Ky	7.21E+06	-15.8
	Kz	6.63E+05	+5.7
+50%	Kx	1.48E+06	-1.3
	Ky	1.00E+07	+16.8
	Kz	6.04E+05	-3.7

### 3.5 B-필러 하부 플랜지 길이

다음의 Fig 16는 끝단 모멘트법을 이용한 B-필러 하부의 강성 해석 과정을 보여주고 있다. B-필러 하부 결합부의 플랜지 길이 변화에 따른 결합부의 강성 변화는 다음의 Table 5에 나타내었다.

B-필러 하부 결합부의 경우 플랜지 길이의 변화가 결합부 강성에 미치는 영향은 다른 결합부에 비해 매우 적게 나타났다.

B-필러 하부 결합부의 경우 다른 결합부에 비해 많은 보강재와 넓은 결합부 단면적으로 설계되었기 때문에 플랜지



FR bending In-out bending Torsion  
Fig 16. B-pillar lower 3-axis stiffness

Table 5. BPL 3-axis stiffness comparison

Case	Stiffness(MNmm/deg)		difference(%)
-50%	Kx	2.03E+07	-0.6
	Ky	2.91E+06	-0.2
	Kz	5.04E+06	-2.0
+50%	Kx	2.26E+07	+4.4
	Ky	2.89E+06	-1.0
	Kz	5.19E+06	+0.8

길이의 영향을 크게 받지 않았다. 플랜지의 길이가 증가하면 전-후 방향의 굽힘 강성을 증가시키지만 그 변화량은 크지 않다는 것을 알 수 있다.

## 4. 용접점 간격 인자

차체 모델은 여러 가지 두께를 가진 판재를 용접해서 만들어진다. 각 판재를 결합하는 용접점의 간격은 결합부의 강성에 영향을 미치게 된다. 본 장에서는 결합부의 용접점 간격에 따라서 결합부의 강성이 어떤 영향을 받는지 포괄적이고 일반적인 내용을 제시하려고 한다. 연구를 위해서 결합부 판재를 결합하는 rigid element 요소의 간격을 기본 50mm 간격에서 25mm 간격, 100mm 간격으로 모델링 하였으며, 결합부 곡률이 큰 부분만 25mm 간격, 나머지 용접 부위는 100mm 간격으로 설정한 모델에 관해서도 강성 해석을 수행하였다. 아래의 Fig 17은 결합부의 용접점 간격조정의 예를 나타낸다.

### 4.1 A-필러 상부 용접점 간격

A-필러 상부 결합부의 강성은 FR-torsion mode의 진동주파수에 영향을 미친다는 것을 위의 절에서 설명하였다. 특히 A-필러 상부 결합부의 비틀림 강성은 차체 바디의 비틀림 강성을 높일 수 있는 중요한 인자라는 것을 알 수 있었다. 다음의 Table 6의 해석결과에서 알 수 있듯이 A-필러 상부 결합부의 용접점의 간격을 기존의 50mm에서 25mm 로 설정할 때 가장 큰 변화를 보이는 결합부 강성은 비틀림 강성이었다. 차체의 FR-torsion mode의 주파수에 큰 영향을 미치는 A-필러 상부 결합부의 비틀림 강성 개선이라는 점에서 용접점에 대한 설계 제시는 유용성을 갖는다.

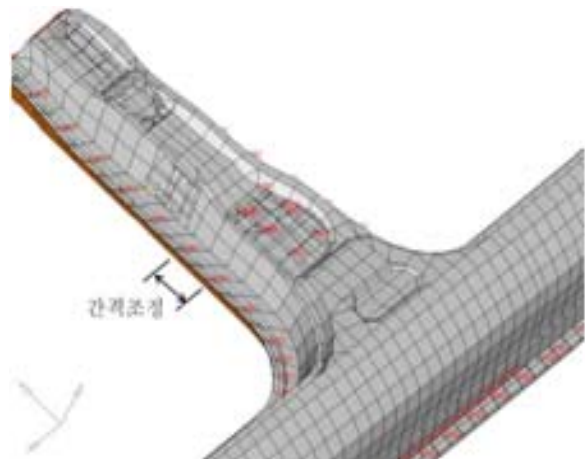


Fig 17. joint weld point space modification

Table 6. APU weld point space case study

100mm space			50mm space(original)		
Kx	Ky	Kz	Kx	Ky	Kz
-6.6%	-7.2%	-17%	-	-	-
25mm space			25mm + 100mm		
Kx	Ky	Kz	Kx	Ky	Kz
1.5%	2.8%	17.5%	-5.3%	-4.8%	-12.4%

그러나 용접점 밀도 증가에 따른 비틀림 강성의 증가량에 비해 in-out bending 강성과 front-rear bending 강성은 미소하게 증가했다. 용접점의 지름이 5mm 내외라는 점을 고려할 때 A-필러 상부 결합부의 용접점을 25mm 간격으로 설정하는 것은 실현성이 있지만 용접점 패턴의 생성과 더불어 용접점 개수를 최소화해야 된다는 측면에서 최적화에 관련된 연구가 필요하다.

#### 4.2 A-필러 중앙 용접점 간격

A-필러 중앙 결합부는 차체바디의 FR-torsion mode의 강성에 중요한 영향을 미치고 있다. 다음의 Table 7에서 보는 것과 같이 A-필러 중앙 결합부는 용접점 밀도 변화에 따라 강성 변화량이 가장 크게 나타났다. 특히 차체바디의 비틀림 강성 증대에 있어 가장 민감한 인자인 A-필러 중앙 결합부의 비틀림 관성 모멘트는 용접점 밀도를 2배로 했을 때 22.6%라는 큰 강성 증가율을 나타내었다. A-필러 상부 결합부와 마찬가지로 A-필러 중앙 결합부에서 곡률이 큰 부분에 대해 용접밀도를 2배로 한 모델은 100mm 간격으로 용접점을 설정한 것과 강성에 있어 큰 차이가 없었다.

Table 7. APC weld point space case study

100mm space			50mm space(original)		
Kx	Ky	Kz	Kx	Ky	Kz
-5.5%	-6.1%	-18.7%	-	-	-
25mm space			25mm + 100mm		
Kx	Ky	Kz	Kx	Ky	Kz
2.5%	4.7%	22.6%	-1.6%	-2.8%	-13.4%

Table 8. APL weld point space case study

100mm space			50mm space(original)		
Kx	Ky	Kz	Kx	Ky	Kz
-7.2%	-8.5%	-10.5%	-	-	-
25mm space			25mm + 100mm		
Kx	Ky	Kz	Kx	Ky	Kz
4.8%	6.3%	6.1%	-5.6%	-4.8%	-6.5%

#### 4.3 A-필러 하부 용접점 간격

A-필러 하부 결합부는 차체바디의 3절 굽힘 강성에 영향을 미치는 인자라는 것을 앞서 기술하였다. 차량의 전반부와 후반부를 연결하는 floor는 A-필러 하부 결합부와 연결된다는 점을 고려할 때, A-필러 하부 결합부의 top-bottom mode에 대한 강성 증대는 3절 굽힘 강성을 개선시킬 수 있는 주요 인자라고 판단 할 수 있다.

A-필러 하부 결합부의 top-down 굽힘 강성이 차량의 3절 굽힘 강성에 영향을 미치는 인자로 판단되었지만, Table 8의 해석 결과에서 보듯이 용접점 밀도 증가에 따른 강성 증가량은 A-필러를 구성하는 나머지 두 결합부의 강성 변화량에 비해 6.3%로 작았으며, 용접점 밀도 증가로 강성을 증대시키는 것은 효율성에서 떨어진다고 판단되었다.

#### 4.4 B-필러 상부 용접점 간격

B-필러 상부 결합부는 3절 굽힘 강성에 큰 영향을 미친다. 상대적으로 약한 강성을 갖는 차량의 사이드 패널의 강성을 유지 시켜주는 역할을 하고 있으며 옆면 충돌에 있어 중요한 역할을 하고 있는 B-필러 상부 결합부는 다음의 Table 9의 해석 결과에서 보듯이 용접점 밀도의 증가가 결합부의 강성이 민감하게 반응하지 않았다. 용접 밀도를 1/2 배로 하였을 경우 강성의 저하가 크게 있었으나, 용접 밀도를 2배로 하였을 때 차량의 3절 굽힘 강성에 영향을 미치는 전후 굽힘 강성의 증가율은 1.5%로 낮은 수치를 나타내었다.

Table 9. BPU weld point space case study

100mm space			50mm space(original)		
Kx	Ky	Kz	Kx	Ky	Kz
-20.0%	-7.3%	-20.8%	-	-	-
25mm space			25mm + 100mm		
Kx	Ky	Kz	Kx	Ky	Kz
8.6%	1.5%	5.5%	-12.4%	-3.1%	-11.7%

Table 10. BPL weld point space case study

100mm space			50mm space(original)		
Kx	Ky	Kz	Kx	Ky	Kz
-6.3%	-8.3%	-8.8%	-	-	-
25mm space			25mm + 100mm		
Kx	Ky	Kz	Kx	Ky	Kz
2.0%	1.9%	3.5%	-1.8%	-2.1%	-3.1%

#### 4.5 B-필러 하부 용접점 간격

위의 Table 10에 나타난 해석 결과에서 알 수 있듯이 B-필러 하부 결합부의 용접점의 밀도 변화가 결합부 강성에 미치는 영향은 B-필러 상부 결합부와 마찬가지로 낮은 수치를 나타낸다.

in-out 굽힘 강성은 2배의 용접점 밀도를 가질 때 1.9%의 낮은 강성 증가율을 보였다. 용접점 밀도 변화에 따른 강성 변화율 결과 값을 볼 때 B-필러 결합부의 용접점 밀도 증가는 결합부 강성 증대에 큰 역할을 하지 못하는 것으로 판단된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 차체의 사이드 부재를 구성하는 각 결합부의 설계인자가 차량 B.I.W.의 동적 특성에 미치는 영향에 대한 연구를 수행하였으며 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. A-필러 상부, A-필러 중앙부의 설계 변경에 따른 강성 증대를 통하여 차량 B.I.W.의 전-후 방향 비틀림(FR-torsion) 진동모드의 고유진동수를 개선하였다.
2. A-필러 하부 결합부의 두께변화는 차체의 3절 굽힘모드의 고유진동수에 민감한 인자로 작용한다는 것을 알 수 있다.
3. 2절 굽힘모드의 고유진동수에 B-필러 하부 결합부의 강성 특성이 영향을 미치지만 그와 반대로 B-필러 상부 결합부의 강성은 전체적인 차체의 강성에 큰 영향을 미치지 못하는 것을 알 수 있다.
4. A-필러 결합부의 경우 플랜지 길이를 증가시킴으로 인해 굽힘 강성은 증가한 동시에 비틀림 강성은 감소했다. 그러나 용접점 밀도를 증가시킴으로서 A-필러를 구성하는 결합부들의 비틀림 강성을 증가시킬 수 있었으며, 특히 A-필러 중앙부의 경우 약 23%의 비틀림 강성 증가율을 나타내었다.
5. B-필러 결합부 강성은 B-필러 상부의 플랜지 길이를 증가시켰을 때 약 17%의 강성 증가율을 보인 것을 제외하면, 플랜지 길이 변화와 용접점 간격 변화에 민감하게 반응하지 않았다.
6. 차체의 여러 결합부 인자들에 대한 연구를 통해서 강성 개선을 위한 설계 방향을 제시할 수 있었으며, 각각의 인자들이 결합부 및 차체 전체 강성 변화에 미치는 영향에 대해서도 알 수 있었다.

#### 참 고 문 헌

- (1) Yim, H. J., "Technology for Initial Design and Analysis of Vehicle Pillar Structure for Vibration", G7 Workshop Proceeding, 1994.
- (2) Kim, Y. Y., Yim, H. J., Kang, J. H., and Kim, J. H., "Reconsideration of the Joint Modeling Technique : In a Box-Beam T-joint", SAE conference Proceeding, pp. 275-279, 1995.
- (3) 이상범, 임홍재, 권성은, 박재건, "강성도 설계인자 기여도 분석을 통한 차체 결합부의 최적설계", 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집( I ), pp.135-141, 1995.
- (4) Kamal, M. and Wolf, J. A., Modern Automotive Structural Analysis, Van Nostrand Reinhold Co, 1998.
- (5) Firz, A., Simon, W., Gray, Z., and Clive H., "Effect of Vehicle A-pillar Shape on Local Mean and Time-varying Flow Properties" SAE paper 2001-01-1086, 2001.
- (6) Glen, P., et.al., "Finite Element Concept Model for Vehicle Architecture Assessment and Optimization", SAE paper 2005-01-1400, 2005.
- (7) Kue, Y. E., Metha, P. R., "Reliability and Quality Concept CAE Modes for Design Direction Studies" SAE paper 2006-01-1617, 2006.
- (8) Akifumi, O., Noburu, T., "Estimation Each Element of joint Stiffness Matrix using Neural Network-Estimation from the Rotation Vector at End Jointed Part", SAE paper 2001-01-3219, 2001.
- (9) Christian, S., Katy, V., Michael, W., E., "Light Truck Frame Joint Stiffness Study" SAE paper 2003-01-0241, 2003.