

# 점용접의 간격 변화에 의한 구조 강성 영향 평가 연구

홍민성<sup>+</sup>, 김종현<sup>\*</sup>

(논문접수일 2010. 5. 11, 심사완료일 2010. 6. 26)

## A Study of the Effects on the Structural Strength by Change of Spot Welding Pitch

Minsung Hong<sup>+</sup>, Jonghyun Kim<sup>\*</sup>

### Abstract

In general, spot welding is used at no welding rod or flux for the process, low welding point temperature compared to arc welding, short heating time, less damage to the parent material, and low deformation and residual stress, relatively. Also, because of the pressurization effect, better mechanical qualities of the welding parts are obtained. Therefore, in various fields of industry its rapid operation speed can make mass production possible such as motor industry. In FEM analysis for the spot welding process, it is effective to use simple modeling rather than complicated one because of its numerous number of spots and reduction of analysis time. Therefore, this study provides with not only simplification of modeling analysis by using beam component composition of structure without re-compositing the spot welding point mesh but also modeling analysis of which property of fracture strength is reflected. In addition complete spot welding model is examined at rectangular post shape (hat shape) by impact test, compared the results, and verified its validity. As a result, it is possible to optimize the welding position and to recognize the strength of structure and the proposed equal distance model shows the effect of welding point reduction and improvement of stiffness.

**Key Words** : Spot Welding(점용접), FEM(유한요소법), Simplification(간단화), Optimization(최적화), Structural Strength(구조강성)

## 1. 서론

차체 경량화 추세로 인해 많은 신 강종이 만들어 지고 있

으며 더 나아가서는 철보다 가벼운 비철금속 재료에 이르기  
까지 차체로 이용하는 많은 연구 결과들이 보고되고 있다.  
이에 따라 다양한 용접법이 개발되고 있음에도 불구하고, 여

<sup>+</sup> 아주대학교 공과대학 기계공학부 (mshong@ajou.ac.kr)  
주소: 443-749 경기도 수원시 영통구 원천동 산5번지

<sup>\*</sup> 아주대학교 산업대학원 기계공학과

전히 자동차 강제 접합의 가장 큰 부분은 점용접이 차지하고 있다.

점용접의 개수는 차종에 따라 차이가 있으나 실제 차 한 대에 약 3000~4000 타점 정도임을 감안할 때 각각의 용접점에 대한 육안 검사 및 세밀한 응력 평가를 하는 일은 쉬운 일이 아닐 수 없다. 이러한 어려움 때문에 자동차를 생산하는 현장에서는 설계에 따른 실제 용접점의 수보다 약 10% 정도 많은 점용접을 사용한다. 하지만 용접점의 개수는 전체 자동차 조립 비용과 직접적으로 연관되어 있어 자동차 구조물의 성능을 저하시키지 않으면서 용접 점의 개수를 줄일 수 있다면 그 자체로도 원가 절감의 효과를 이룰 수 있다.

충돌시 안정성을 높이기 위해 실제 차량 충돌 실험과 FEM 해석을 실시하고 있다. 하지만 점용접 수를 줄이고, 위치를 바꿀 때 마다 실험을 실시하는 것은 비용측면에서 많은 부담이 되기에 FEM 해석을 통한 결과 예측을 많이 하게 된다.

충돌 해석 결과의 정확성을 기할 때 용접 요소의 역할은 매우 중요하다. 해석상의 요소들의 결합 역시 용접 요소로 이어지기 때문이다. 특히 접합의 대부분을 차지하고 있는 점용접 요소의 경우 더욱 중요하다.

점용접부의 정확한 해석을 위해서는 메쉬(mesh) 크기를 매우 조밀하게 만들 필요가 있다. 특히 비선형적이고 파단을 고려한 해석이기에 메쉬는 매우 조밀하게 구성해야 한다. 그러나 자동차 메이커에서 사용하는 자동차 바디 FEM 모델의 메쉬 크기는 약 5~7mm이다. 차량전체를 대상으로 해석을 하기 때문이다. 이 메쉬 크기는 실제 점용접 크기(버튼 크기, 약 6mm)에 비교해볼 때 매우 크다고 할 수 있다.

점용접이 위치할 부분을 다시 메쉬한다고 해도 수천 점에 해당하는 부위를 재작업 한다는 것은 매우 시간적인 낭비이다. 이러한 수고를 덜기 위해 Song<sup>(1)</sup> 등은 점용접부가 위치할 자리에 메쉬를 재구성하여 점용접의 특성을 모사하고자 하는 연구를 하였다. 그러나 메쉬 재구성 자체가 매우 번거로우며 시간 소모적인 업무이다. 그래서 실제 업계에서는 단지 노드(node) 간에 빔(beam) 요소를 위치시켜 각 노드를 연결하여 점용접을 모사하고 있다. 하지만 대부분의 경우 노드와 노드의 단순한 연결 형태로 모델링 하고 있어, 실제 점용접부에서 일어나는 정확한 물리적 거동이나 파단은 표현할 수가 없다. 노드와 노드로 연결된 점용접 모델의 경우 점용접의 물리적 형상(버튼 크기)이 포함되어 있지 않기 때문이다. 충돌 해석에 정확성을 부여하기 위해서는 물리적 특성을 포함하면서 용접파단이 일어나는 모델의 개발이 필요하다.

또한 점용접 뿐 만 아니라 접합제를 혼용함으로써 최대한 높은 강도를 가질 수 있게끔 많은 노력을 하고 있다. 그러나

많은 수의 점용접을 배치할 경우 생산단가의 증가와 조립시간의 증가를 가져온다. 이를 극복하기 위해 점용접의 최적 타점 수에 대한 연구가 많이 있어왔다. Cha<sup>(2)</sup> 등은 모자형 단면부재의 용접간격에 따른 압괴특성을 연구하였으며, Lee<sup>(3)</sup> 등은 모자형 단면의 점용접 최적간격을 연구하였다. 그리고 Xiang<sup>(4)</sup> 등은 점용접 모델링과 최적 용접 수에 대한 연구를 수행하였다. 그러나 기존의 최적 점용접 수나 간격에 대한 연구들은 점용접을 등 간격으로 배치한다는 전제 하에서 연구되었다.

본 연구에서는 모재가 변형률 속도(strain rate)에 따라 다른 응력-변형률 선도를 가지는 것에 착안하여, 이를 이용하여 FEM 해석을 통해 충돌 속도에 따라 다른 파단 강도 값을 가지게 점용접 요소를 모델링 하였다. 또한 점용접의 물리적 형상에 대한 정보를 주기 위해 셸(shell)과 셸 사이에 빔을 위치시키는 방법을 이용하여 하나의 메쉬 자체가 물리적 형상의 정보가 되게 하였다. 점용접 모델의 검증을 위해 모자형상의 빔을 만들어 충돌 압괴 실험을 하였으며, 그 결과를 FEM 해석과 비교하여 점용접 해석 모델의 타당성을 평가하였다. 그 결과로 등 간격에 따라 용접 타점을 줄이면서도 강성을 확보 할 수 있었다.

본 논문에서는 기존의 등 간격으로 행해지던 점용접을 임의의 거리로 배치하고 그 간격을 최적화하여 타점 감소와 충돌에 대한 연구를 수행하였다. 충돌에 대한 구조 해석을 수행하기 위해 변형률 속도에 따라 다른 파단 강도를 가지는 점용접 요소를 적용하였다.

## 2. 점용접 모델링 기법

### 2.1 단순 바 셸 모델

단면이 원형이고 해당 용접 너깃(nugget)의 단면과 같은 바(bar) 요소를 이용하여 Fig. 1과 같이 두 셸(shell) 요소의 절점을 연결하는 방법으로 자동차 구조물에 점용접을 표현하는 가장 보편적인 방법이다. 이 때 두 박판 사이의 거리를

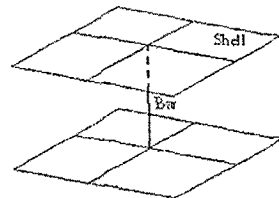


Fig. 1 A simple bar shell model

나타내는 연결 요소의 길이는 두 박판 두께의 절반이 되도록 설정한다. 피로 해석을 위한 너깃 둘레에서의 응력은 바 요소로 연결된 모델로부터 직접 구할 수 없다. 따라서 너깃 둘레에서 응력을 구할 때는 연결 요소에 작용하는 합력과 너깃의 지름, 박판의 두께 정보를 이용하여 너깃 둘레에서의 응력에 상응하는 구조 응력을 구한다.

### 2.2 CWELD 모델

상용 유한 요소 해석 프로그램인 FEAsoft Stra-D나 MSC Nastran에는 CWELD라는 용접 요소를 탑재하고 있다.<sup>(5)</sup> 이 용접 요소는 단순 바-셸 요소 형태의 점용접 표현과 같은 방법으로 점용접부를 모델링 하고 있다. 특징적인 것은 모델링의 편의를 제공하기 위해 절점 사이의 연결을 나타낼 수 있으며, 요소와 요소 사이의 연결, 요소와 절점 사이의 연결 등 다양한 방식으로 점용접을 표현하는 것이 가능하다. 이 중 요소와 요소 사이의 연결에 대해 Fig. 2에서 SHIDA와 SHIDB는 각각 셸 요소를 나타내며 GA와 GB는 이에 대응하는 절점 그리고 GS는 바 요소가 투영되는 기준이 절점이다. 하지만, 역시 이 연결 요소만으로는 너깃 바-셸 요소로 표현된 응력을 구할 수 없으며, 단순 바-셸 요소로 표현된

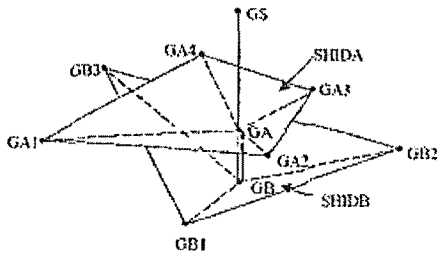


Fig. 2 Patch to connection in CWELD element

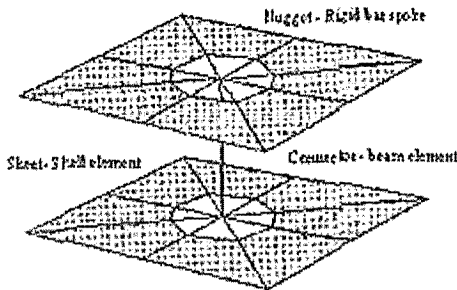


Fig. 3 A rigid bar spoke model

점용접부 해석과 마찬가지로 방법으로 점용접 요소에 작용하는 합력과 너깃의 지름, 연결 요소가 연결된 박판의 두께 정보를 이용하여 너깃 둘레에서의 응력에 상응하는 국부 구조 응력을 구한다.

### 2.3 강체 바 스포크(Spoke) 모델

앞서 언급한 것처럼 점용접 너깃을 짧은 바 요소를 사용하여 용접 너깃을 표현하는 경우에 용접부의 너깃 강성이 과소 평가되는 경향을 보인다. 방사형 강체 요소를 너깃 둘레에 배치한 이 기법은 이러한 문제를 해결하기 위해 용접점에서의 선별적 두께 증가 기법과 더불어 제시된 방법으로 용접점을 중심으로 너깃의 반지름에 해당하는 길이의 강체 요소를 방사형으로 재치한 기법이다.

방사형으로 배치되는 강체 요소의 개수는 Fig. 3과 같이 각 요소와 박판 당 8개이며, 너깃을 표현하는 방사형 강체 요소와 박판 사이의 연결을 위해 후처리기에서 너깃의 부에서의 요소망에 대한 편집이 요구된다. 너깃부의 표현은 각 박판에서는 방사형 빔으로 표현 되지만, 두 박판 사이의 연결은 단순 바-셸 요소 형태의 경우와 마찬가지로 단순 바 요소를 이용하여 연결된다.

너깃 둘레에서의 응력은 연결 요소에 작용하는 합력을 이용하여 국부 구조 응력을 구하거나, 너깃 둘레에서의 절점 응력 혹은 둘레 인접 요소에서의 응력을 직접적으로 이용한다.

### 2.4 3차원 유한 요소 모델

개개의 점용접 너깃에 대해 상세 모델링 하는 기법으로 Fig. 4와 같은 형태이다. 하지만, 하나의 용접점을 표현하기 위해서 많은 유한 요소가 요구되며, 자동차 구조물과 같이 점용접의 개수가 많은 경우에 이를 상세하게 모델링하는 것은 실제적인 면에서 적용성이 떨어진다.

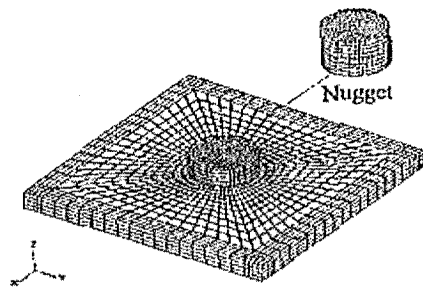


Fig. 4 A three dimensional model

### 3. 점용접 모델의 강성 평가

각각의 모델링 기법에 대해 강성을 평가하기 위해 고유 진동 수를 비교하고, 내구도를 평가하기 위해 구조응력을 비교한다. 특히 구조응력은 내구도를 구하는 척도이므로 구조응력이 크게 작용할 경우 상대적으로 작은 수명이 예상된다. 사용되는 점용접 모델은 단순바 셸 모델(SBS), 용접요소 중 요소를 연결한 모델(CWELD), 강체 바 스포크 모델(RBS), 너깃을 3차원 유한 요소 모델로 모델링 한 모델(SOLID) 등이다. 사용되는 용접시편으로는 전단-인장 시편(TS), 박리 인장이 주로 가해지는 박리 인장 시편(CP), 그리고 다점용접의 효과를 확인해 보기 위해 10개의 점용접이 되어 있는 모자 모양의 시편으로 각각 Fig. 5~7과 같다.

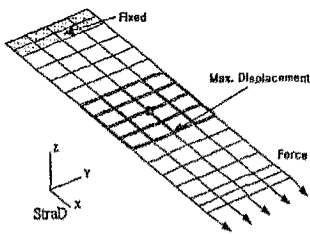


Fig. 5 A tensile shear specimen(TS)

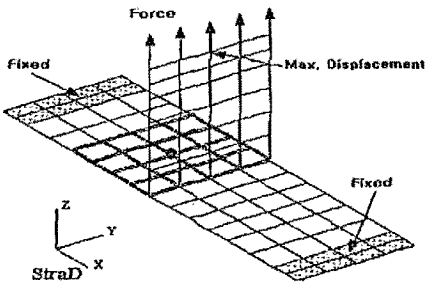


Fig. 6 A coach peel specimen(CP)

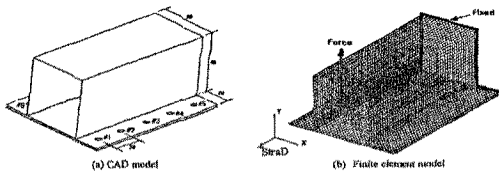


Fig. 7 A multi-spot welded hat specimen

너깃의 지름이 강성에 미치는 영향을 알아보기 위해 최대 변위와 고유 진동수의 변화를 평가하며 최대 변위를 평가하는 경우 점용접부의 인장-전단강도의 크기가 8000~10000N 임을 고려하여 비교적 강성이 클 것으로 예측되는 인장 전단 시편에 대해서는 5000N의 힘을 작용 시켰으며 강성이 상대적으로 낮을 것이라 예상되는 박리 인장 시편에 대해서는 500N의 힘을 작용 시켰다. 또한 고유 진동수는 시편을 구속 시키지 않은 상태에서 수치 실험을 수행 하였으며, 강체 모드를 제외한 가장 작은 고유 진동수를 비교 하였다. 경계 조건과 힘의 방향은 각각 Fig. 5~7에 표시된 것과 같다. 너깃의 최대 변위를 계산하는 위치는 각각의 시편에서 최대 변위가 발생하는 곳으로 인장 전단 시편의 경우 셸 요소의 자유 단 부분이며 박리 인장 시편의 경우 힘이 가해지는 부분이다.

### 4. 점용접 강도 실험

#### 4.1 인장·전단 파단 강도 실험

실험에 쓰여진 시편은 SGACEN 0.7t로 TRIP 강의 일종이다. 점용접 조건은 Table 1의 조건과 같으며, Table 2에는 기본적인 물성을 나타내었다.

인장·전단 실험 시편은 겹침 용접 형태로 제작하였으며, 아래 Fig. 8은 시편의 도면과 실제 시편의 모습이다.

시편의 파단 강도를 알아보기 위해 위와 같이 제작된 시편을 인장 시험기에 장착하고 실험을 실시하였다. 총 3번의 반복 실험을 실시하였으며, 평균 파단강도는 3014N이었으며, 응력-변형률 곡선은 Fig. 9와 같다.

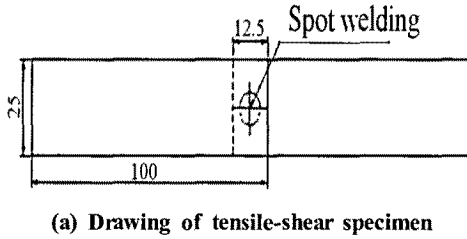
파단 곡선을 보면 처음에는 최대 강도를 지난 후부터는 용접 부위가 찢어지면서 강도가 한번에 0으로 떨어지는 것이 아니라 초반에는 급격히 감소하다가 어느 시점이 지난 후에는 서서히 감소하는 경향을 볼 수 있었다.

Table 1 Welding condition and button size

| Current | Cycle | Force  | Button |
|---------|-------|--------|--------|
| 9.7kA   | 13    | 300Kgf | 6mm    |

Table 2 Material properties

| Steel Type      | Trip 0.7t |
|-----------------|-----------|
| Young's modulus | 206Gpa    |
| Yield strength  | 169.1MPa  |

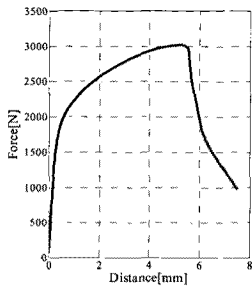


(a) Drawing of tensile-shear specimen

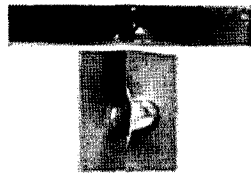


(b) Test specimen

Fig. 8 Specimen configuration

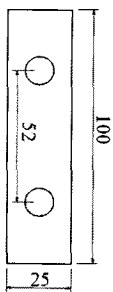


(a) Failure curve

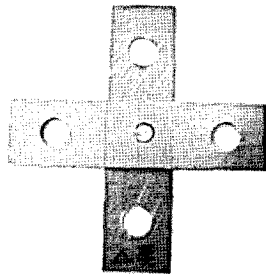


(b) Failure shape

Fig. 9 Result of tensile-shear test



(a) Drawing of specimen

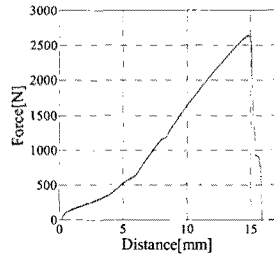


(b) Test specimen

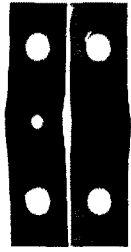
Fig. 10 Specimen of normal tensile test

#### 4.2 수직·인장 판단 강도 실험

수직·인장 시험의 시편 형상은 Fig. 10에 보여지며, 실험을 통하여 얻어진 평균 판단 강도는 2646N이다.



(a) Failure curve



(b) Failure shape

Fig. 11 Result of normal tensile test

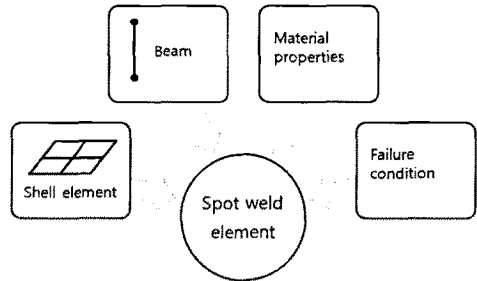


Fig. 12 Schematic of spot welding element

인장·전단 강도에 비해 상대적으로 낮은 강도를 가지고 있음을 알 수 있다. 이는 판단이 일어나면서 형상의 변화를 가져오고, 이때 인장·전단 시편보다 많은 응력 집중을 가져 오기 때문이라 판단이 된다. Fig. 11은 수직·인장의 판단 곡선과 그 판단 형상을 나타낸 것이다.

수직·인장 판단 곡선의 경우 인장·전단 판단 곡선과 달리 최대 강도에 도달한 뒤 바로 강도가 0으로 떨어진다. 이는 판단 형태가 좌우 대칭이고, 응력의 작용부가 버튼 둘레 전체에 걸쳐 형성 되면서 한 번에 뜯어진다.

## 5. 점용접 해석 모델

### 5.1 점용접 모델의 기본 구성

점용접 해석 모델의 구성은 설치하고자 하는 위치에 가장 인접한 쉘 요소를 선택하고, 쉘 사이에 빔 요소를 접합하게 된다. 가장 기본적인 구성이고, 점용접 요소가 얼마나 잘 모델링 되었는가는 본 모델에 있어서는 빔 물성을 어떻게 부여 하느냐가 중요하다. Fig. 12는 구성의 전체적인 개념을 보여 주고 있다.

5.1.1 수직·인장 및 인장·전단 FEM 해석

기본적으로 구성해야 할 셀과 빔은 각기 모재와 버튼을 대표한다고 할 수 있다. 따라서 빔의 물성은 버튼의 탄성계수와 항복 강도가 입력되어야 한다. 하지만 실제 변형은 거의 일어나지 않으므로 해석에서는 모재와 동일하게 설정하였다. 그 후에 파단식에 대해서 입력 데이터로 순수 파단 전단력과 순수 파단 인장력을 설정하여야 한다. 파단 인장력에 대해서는 파단의 형상을 볼 때, 인장력을 제외하고는 다른 힘이 작용하지 않는다. 그러나 전단력을 실험하는 수직·인장 시험의 경우 파단 형상을 보면 굽힘 응력이 작용하기 때문에 파단력을 순수 파단 전단력이라고 할 수 없다. 그래서 주어진 파단식에 근거해서 파단력 수정을 할 수 있다. 파단 시편의 굽힘 각도를 측정해보면 17~20°이다. 본 연구에서는 19°로 사용하였다. 파단력의 보정은 식 (1)과 같다.

$$\tau^F = \frac{F_{failure} \cos \theta}{\sqrt{1 - \left(\frac{F_{failure} \sin \theta}{\sigma_{rr}^F}\right)^2}} \quad (1)$$

$F_{failure}$  는 인장·전단 파단 강도,  $\tau^F$ 는 순수 전단 강도,  $\theta$  는 굽힘 각도,  $\sigma_{rr}^F$ 는 순수 인장 파단강도를 나타낸다.

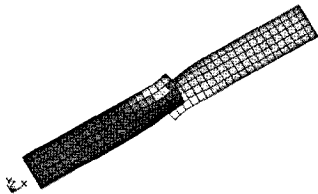


Fig. 13 Tensile and shear FEM model

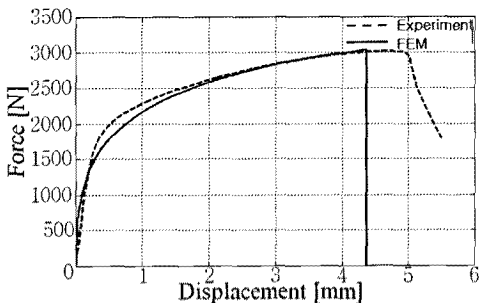


Fig. 14 Comparison of experiment and FEM

식 (1)에 의해 순수 전단 파단 강도는 3014N에서 3068N으로 수정이 된다. 이때 순수 인장 파단 강도는 실험값 2646N을 그대로 사용하였다. 완성된 해석 모델은 Fig. 13과 같으며, Fig. 14는 실험과 FEM 해석의 파단 곡선을 비교한 것이다. 해석 틀은 충돌 해석에 널리 이용되고 있는 LS-DYNA 3D 970 을 사용하였다.

파단 곡선을 보면 실험과 상당히 유사함을 볼 수 있다. 변위는 실험보다 다소 짧게 나왔다. 이는 점용접 실험 시편의 형상의 오차를 감안할 때 충분히 허용한 가능한 것이라 판단된다.

인장·전단 해석은 실험 시편의 형상 그대로 모델링 하여 해석을 수행하였으나, 수직·인장의 경우는 시편의 구멍을 제거한 후 양끝단의 경계조건을 모두 구속하여 해석을 실시하였다. Fig. 15는 수직·인장 해석 모델이며, Fig. 16은 해석과 실험의 파단곡선을 비교한 것이다.

수직·인장의 파단곡선 비교의 경우 실제 실험보다 강도가 조금 낮게 나왔다. 그리고 변위 역시 실제 보다 작게 나왔다. 이는 실험 시편이 지그에 물렸으나, 인장 실험을 하는 사이에 실험편이 지그에서 미끄러짐이 발생하여 실험편의 구멍이 늘어났다. 이로 인해 전체적으로 변위가 증가하는 결과를 가

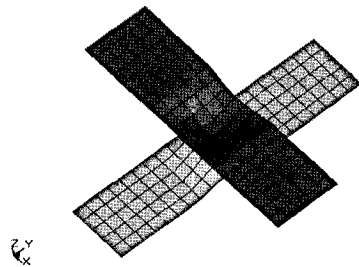


Fig. 15 Normal and tensile FEM model

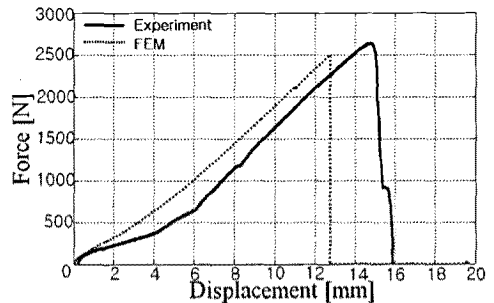


Fig. 16 Comparison of experiment and FEM

Table 3 Failure strength of test & FEM

|            | Tensile & Shear (N) | Normal & Tensile (N) |
|------------|---------------------|----------------------|
| Experiment | 3014.0              | 2646.5               |
| FEM        | 3039.6              | 2495.6               |
| Error(%)   | 0.8                 | 6.08                 |

저왔다. 또한 실험에 의한 파단 곡선인 경우 초기에 작용하는 힘의 기울기가 후반부와는 다름을 확인할 수 있다. 이는 인장 실험을 할 때 시편과 지그에서 미끌림이 발생하여 힘의 증가 기울기가 감소했음을 알 수 있다. 반면에 FEM 해석의 경우 미끌림이 없기 때문에 전체적으로 힘의 증가 기울기가 일정함을 볼 수 있다. 이 미끌림으로 인한 변위를 고려한다면 현재 모델링된 점용접 요소가 상당히 타당함을 알 수 있다. Table 3은 최종 파단강도를 실험과 비교한 것이다.

## 6. 변형률 속도를 적용한 점용접 모델 구성

일반적인 강재의 경우는 인장 속도, 혹은 변형률 속도에 따라 각기 다른 응력 - 변형률 선도를 가진다. 즉, 점용접 자체도 모재의 변화에 따른 각기 다른 파단 강도를 가지게 됨을 알 수 있다. 하지만 고속 인장의 경우 실험 시 시편의 진동이나 장비의 설치의 어려움이 있기 때문에 본 연구에서는 해석을 통하여 변형률 속도에 따른 점용접 강도를 예측하고 이를 5절에서 만들어진 점용접 해석 모델에 적용하여, 변형률 속도를 고려한 점용접 모델을 완성하였다.

### 6.1 파단 강도 예측 모델

변형률 속도가 빠르고, 요소가 파단이 일어나는 해석이므로, 메쉬를 매우 조밀하게 나눌 필요가 있다. 버튼 부위는 강체 빔으로 묶음으로써 강체와 같이 거동하게 모델링하였다. 이유는 실제 버튼 부위에서 큰 변형이 일어나지 않기 때문이다. 그리고 버튼 주위는 메쉬 간격이 0.5mm 정도로 동심원 형태로 배치하였다. 버튼 부를 모델링하고 최종적으로 시편과 동일 형상으로 모델을 만들어 해석하였다. 그러나 단순히 버튼 만 형성 할 경우 버튼 주위에 실제보다 과도한 응력 집중이 발생하기 때문에 파단 변위나 강도 측면에서 실험과는 차이를 가지게 되었다.

Wang<sup>(6)</sup> 이러한 과도한 응력 집중을 피하기 위해서 열영향부에 대해 부가적인 모델링을 하면서 실험과 유사한 해석 결과를 얻을 수 있음을 연구하였다. 본 연구에서는 열영향부

의 항복 강도를 Yancey<sup>(2)</sup>의 연구에 의거 모재의 1.7배로 설정하고, 전체 응력 - 변형률 선도는 모재의 경향을 따랐다. 실제 열영향부의 응력 - 변형률 선도 역시 크게 다른 경향을 가진다고는 판단되지 않는다. 열영향부는 버튼 반경 1mm로 설정하였다. 파단은 열영향부와 모재의 경계 근방에서 발생하기 때문에 그 부위의 파단 변형률을 측정하기는 쉽지 않다. 그래서 초기 해석에서는 모재와 열영향부의 파단은 고려하지 않고 해석하였다. 후에 해석 결과의 응력 - 변형률 선도를 분석하여, 실제 파단 강도일 때의 변형률 값을 취하여 최종적인 파단 변형률 데이터를 사용하였다. 또한, 측정되지 않은 변형률 속도에 대해서는 보간을 이용하여 해석에 적용하였다.

### 6.2 변형률 속도에 따른 파단 강도의 적용

실제 파단이 일어나는 메커니즘과 FEM상의 점용접 모델에 발생하는 파단 메커니즘은 서로 상이하다. 실제 점용접의 경우 열영향부에 응력이 집중되면서 국부적인 열영향부에 변형이 많이 일어나게 된다. 이로 인해 파단 변형률에 도달하면서 연성 파단이 일어나게 된다. 그러나 해석 모델의 경우 셀 사이를 이어주는 빔 요소가 외력에 의해 응력이 증가하고, 설정해 놓은 값에 이르면 그 사이의 구속 조건을 풀어지게 됨으로써 파단이 일어나게 된다. 즉, 둘 사이에는 서로 다른 변형률 속도를 가지게 된다. 이 둘을 서로 일대일로 연결지어줘야 한다. 정적인장의 경우(변형률 속도 0) 수직·인장의 경우 2646N, 인장·전단의 경우 3014N의 힘을 받게 되는데, 빔 요소의 물성은 탄성계수 206GPa이다. 이를 단순한 후크의 법칙(Hook's Law)를 적용하면, 변형률은 수직·인장의 경우 0.00045이며, 인장·전단의 경우 0.000517이다. 이는 탄성 영역 구간이다. 이를 파단이 일어날 때까지의 시간으로 나누어 주게 되면, 평균 변형률 속도를 구할 수 있다. 이 때 파단이 일어날 때까지의 시간은 같다고 가정하게 되면 파단 변형률의 비로 모재의 변형률 속도를 나누어 주어서 그 관계를 구하였다.

## 7. 점용접 해석 모델의 검증 및 최적화

6절에서는 파단 강도 예측 모델을 통해 파단 강도를 예측하고, 변형률 속도에 따른 FEM 모델과의 관계를 설정해 주었다. 본 절에서는 최종적으로 만들어진 점용접 해석 모델의 충돌 실험에서 그 타당성을 검토하고자 한다.

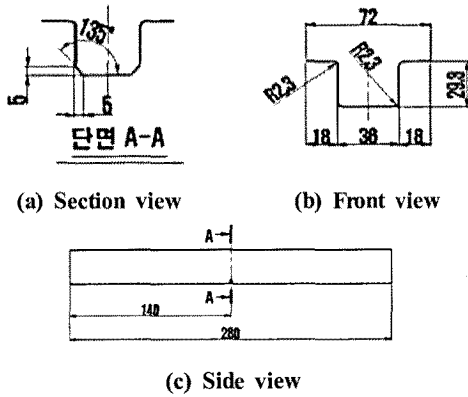
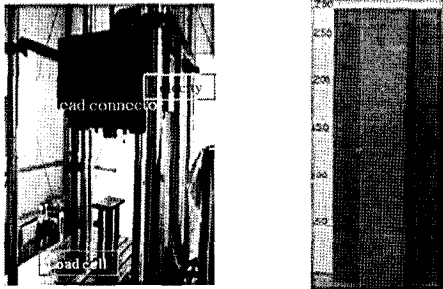


Fig. 17 Configuration of impact specimen

Table 4 Impact test conditions

|                      |           |
|----------------------|-----------|
| Material             | Trip 0.7t |
| Impact header height | 1000mm    |
| Impact header weight | 142kgf    |
| Welding pitch        | 20mm      |



(a) Impact test machine (b) Impact specimen

Fig. 18 Impact machine and specimen

### 7.1 모자형 시편 충돌 시험

충돌 실험편은 일반적으로 충돌 실험에 사용되는 Hat profile 빔을 사용하였으며, 본 연구에서 사용된 시편은 Fig. 17과 같다. 충돌 실험의 조건과 완성된 시편과 낙하 충돌 시험기의 실험 모습은 각각 Table 4와 Fig. 18에 나타내었다.

충돌 후 변형은 상단부에서 압괴가 시작되었으며, 용접부의 뜰어짐 현상은 발생하지 않았다. 실험 결과후의 시편의 모양은 Fig. 19에 보여지며, 최종 변형 길이는 80mm로 계측되었다.

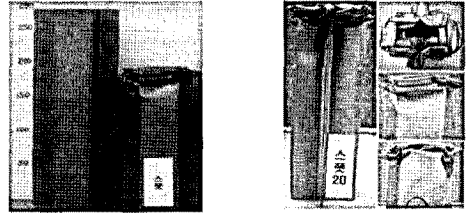
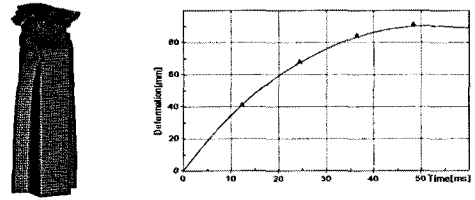


Fig. 19 Results of impact test



(a) FEM result (b) FEM deformation graph

Fig. 20 FEM analysis without strain rate effect

### 7.2 모자형 시편 충돌 FEM 해석

변형률 속도가 적용된 모델과 적용되지 않은 모델 두 경우를 해석하여 결과를 비교하였다. 두 해석 모델의 역시 실험과 동일하게 충돌 상단부 부터 압괴가 시작되었다. 그러나 변형률 속도가 적용되지 않았던 모델은 실제 실험과는 결과가 매우 상이하였다. Fig. 20과 같이 많은 용접 부분이 뜰어졌으며, 이로 인해 변형량 90.6mm로 13.2% 오차를 나타냈으며, 형상 역시 실험과 다른 결과를 가졌다. 이에 반해 변형률 속도가 적용된 모델은 충돌이 일어나면서 실험과 동일하게 파단이 일어나지 않았으며, 실험 결과와 해석치를 비교하였을 때 유사한 결과를 보여주었다. 해석결과는 78.6mm의 변형량을 보였으며, 실험결과와 비교하여 약 1.71%의 오차를 가졌다.

### 7.3 점용접의 위치 최적화

#### 7.3.1 해석 모델과 점용접 수 선정

차량 충돌 중에서도 측면 충돌의 경우 운전자와 매우 가까운 거리에 일어나는 사고이며, 충돌 시 용접부가 많이 찢어지는 부분이기도 하다. 그래서 최적화 대상으로 자동차의 B-pillar를 선택하였다.

Fig. 21은 해석 모델의 전체적인 모양과 단면의 모양을 나타낸 것이다. 전체 높이는 300mm이다. 점용접 요소는 해석 모델의 플랜지 폭 중앙에 위치하며, 3.75kg 무게의 충돌 해



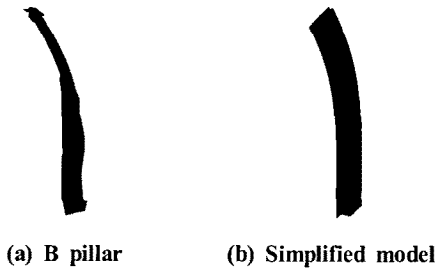


Fig. 21 B pillar & quarter scale simplified model

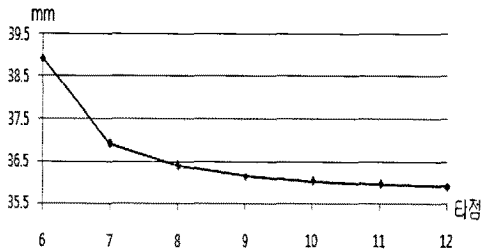


Fig. 22 Deformation following the number of spot welding

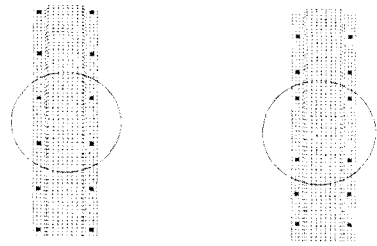
드가 초고속도 10m/s로 충돌하게 되며, 이때의 최종 변형량을 해석하였다.

최적화 작업을 하기 위해 점용접 수를 결정하여야 한다. 이를 결정하기 위해 해석모델에 점용접을 등 간격으로 배치하였을 경우 서로 다른 타점 간의 변형을 비교하여, 경향을 분석하였다. Fig. 22와 같이 점용접 수가 늘어날수록 변형량이 줄어드는 것을 확인할 수 있다. 그러나 6에서 8타점까지는 타점이 증가하면서 확연히 변형이 감소하지만, 그 이후에는 변형 감소량이 작아지면서 어느 값에 수렴해 나가는 듯한 모습을 확인할 수 있다. 따라서 본 논문에서는 최적화를 통해 가장 큰 효과를 나타낼 수 있는 6 타점을 기준으로 점용접 위치를 최적화하였다

Fig. 23은 FEM 모델에서 플랜지 부위의 점용접을 나타낸 것이다. Fig. 23(a)는 기존의 등 간격으로 6 타점을 배치한 모델이며, (b)는 최적화 작업 수행 후에 점용접의 위치를 나타낸 것이다. 그리고 원 부분은 물체가 충돌하는 위치이다.

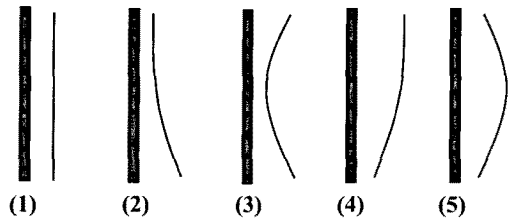
#### 7.4 점용접 간격에 대한 구조강성 영향도 평가 결과

최종적으로 등 간격 구조 강성에 대한 시뮬레이션 결과 간격을 28cm로 하고, 점용접 점의 위치를 10~12개로 하였

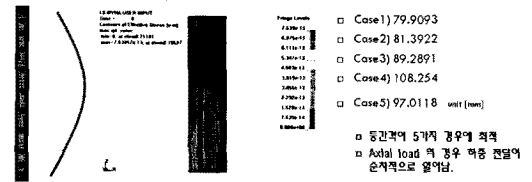


(a) Existing spot location (b) Optimized location

Fig. 23 Comparison of existing and optimized model



(a) Five different cases



(b) Detailed view of case (5)

Fig. 24 Simulation of optimized location

을 때, 상하로 충격을 가할 경우 용접 간격에 대한 결과는 각각 달리 나온다. 하지만 전반적인 실험 결과는 굉장히 유효하다는 것을 Fig. 24를 통하여 알 수 있다. 또한 위 등간격의 배열에 따른 5가지 점용접 시뮬레이션 결과 중 5번째 모델링이 가장 좋게 나왔다는 것을 알 수 있다.

점용접 위치 최적화와 시뮬레이션을 통하여 등간격의 용접 수 감소와 강성향상의 효과를 알 수 있었다. 이런 효과는 구조물의 크기와 충격량에 따라 더 커질 것으로 예상된다.

## 8. 결론

본 연구에서는 용접 파단식을 이용하여 용접 모델을 구성하였다. 그리고 모재의 변형을 속도 별 응력 - 변형을 선도를 이용하여, 해석을 통해 점용접의 파단 강도를 얻었다. 그리고 실제 파단과 FEM 모델 사이의 관계를 범 요소의 변형을

속도 비로 관계를 설정하여, 최종적인 점용접 모델을 구성하였다.

변형률 속도를 고려한 용접 모델과 고려하지 않은 모델을 모자형 빔의 충돌 해석을 통해 비교해 보았으며, 이를 통해서 변형률 속도를 고려한 모델의 유용함을 검증하고자 하였다. 변형률 속도를 고려하지 않은 모델의 충돌 해석의 경우 변형은 상단부터 순차적으로 발생하였지만, 일부 용접부가 파단일 일어나면서, 형상의 변화를 발생하였고, 이는 압궤모드의 변형을 일으키면서 다수의 용접부가 파단이 일어났다. 결과적으로 형상과 변형에 실험과는 많은 차이를 가지게 되었다. 반면 변형률 속도를 고려한 모델의 파단이 발생하지 않았으며, 변형량 역시 실험과 거의 동일한 값을 얻을 수 있었다. 이를 통해서 변형률 속도가 적용된 점용접 모델이 유용함을 확인하였다.

결과적으로 형상과 변형에 있어서 실험과 많은 차이를 가지게 되었으며 반면 변형률 속도를 고려한 모델의 파단이 발생하지 않았으며, 변형량 역시 실험과 거의 동일한 값을 얻을 수 있었다. 이를 통해서 변형률 속도가 적용된 점용접 모델이 유용함을 확인 하였다. 최종적으로 완성된 점용접 모델링의 등 간격의 위치의 따라 용접 간격의 차이는 있었지만 다른 간격에 비해 실험 한 결과는 유효하다는 것을 알 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 지식경제부와 한국산업기술재단의 전략기술인력양성사업으로 수행된 연구결과임.

## 참 고 문 헌

- (1) Song, J., Huh, H., Kim, H., and Kim, S., 2006, "Evaluation of the Finite Element Modeling of Spot-Welded Region for Crash Analysis," *Transactions of KSAE*, Vol. 14, pp. 174~183.
- (2) Cha, C., Kang, K., Kim, Y., Kim, J., Kim, S., and Yang, I., 2001, "Collapse Characteristics on Width Ratio and Flange Spot-Weld Pitch for Hat-Shaped Members," *Transaction of KSME*, Vol. 25, pp. 98~105.
- (3) Lee, H., Kim, B., and Han K., 2002, "Energy Absorption Characteristics and Optimal Welding Space of Square Hat Type Thin-walled Tube," *Transaction of KSME*, Vol. 26, pp. 2703~2714.
- (4) Xiang, Y., Wang, Q., Fan, Z., and Fang, H., 2006, "Optimal crashworthiness design of a spot-welded thin-walled hat section," *Finite element in Analysis and Design*, Vol. 42, pp. 846~855.
- (5) Palmonella, M., Friswell, M., Monttershead, J., and Lees, A., 2004, "Guidelines for the Implementation of the CWELD and ACM2 Spot Weld Models in Structural Dynamics," *Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 41, pp. 193~210.
- (6) Wang, J., Xia, Y., Zhou, Q., and Zhang, J., 2006, "Simulation of Spot Weld Pullout by Modeling Failure Around Nugget," *SAE*, 2006-01-0532.