

# 접착제접합에 의한 얇은 강판 접합부의 응력분포 및 강도평가에 관한 연구

## A Study on the Stress Distribution and Strength Evaluation of Steel Sheet Joints Using Adhesive Bonding

윤호철\*, 이중삼\*, 임재규\*\*

\* 전북대학교 대학원, \*\* 전북대학교 기계공학부, 자동차연구소

### 1. 서론

대형버스 차체구조의 접합부에 관하여 접착제접합에 의한 체결은 원가절감과 생산성 및 자동화율을 향상시킬수 있으며 이에 대한 자동차 구조용 접착제접합 기술을 개발이 필요하다. 그러나 접착제접합의 강도에 영향을 미치는 인자들로서는 접착제의 겹침길기와 겹침폭, 접착두께, 접착표면의 조건, 주위의 온도와 습도, 접착제의 경화온도조건, 접착제 가장자리의 돌출부(spew fillet)에서 발생하는 응력완화 등이 있고 다른 용접법들에 비해 결코 적지 않은 인자들이 있다.

본 연구에서는 앞에서 언급한 여러 가지 인자들 중에서 접착두께와 겹침길기를 고려하였을 때, 강도에 미치는 영향을 연구하였다. 접착제접합으로 되어있는 부재는, 다른 용접법을 적용한 부재와는 다른 응력상태를 가질 것이다. 그러나 전단시험평가만으로는 형상에 따른 응력분포를 전체적으로 알아보기 힘들다. 이런 이유로 접착제로 접합된 부재의 형상에 따른 강성(rigidity)과 응력분포를 유한요소법(FEM)으로 해석, 평가하였고, 각각의 조건에 맞는 접착제접합을 적용한 시편을 제작한 후 실험을 행하여 실제실험에서 나온 결과와 비교분석하였다.

### 2. 실험방법

#### 2.1 시험편 제작

본 연구에 이용된 시편의 재료는 1.2mm 두께의 냉간압연강판(SPCC)이다. 시편의 설계는 ASTM D1002-94기준에 근거하여 단일겹침형식으로 하였으며 겹침길기, 접착층두께를 변화시켜 Table. 1과 같이 제작하였다. 시험편의 기본적인 형상은 Fig. 1과 같다. 겹침길기는 각각 8mm, 12mm, 18mm, 25mm로 제작하였고, 접착제의 두께는 접착부에 대한 압력을 변화시켜 조절하였다.

#### 2.2 시편의 유한요소 모델링

해석에서 사용된 물성치들은 탄성계수(Young's modulus)와 프아송비(Poisson's ratio)로서 접착제만으로 된 시편과 냉간압연강판으로 된 시편을 인장시험을 통하여 구해진 물성치를 Table. 2에 정리하였고 이를 해석모델에 적용하였다. 경계조건은 해석하려는 접착층의 내부에 구속조건이 걸리지 않도록 시편 양끝에 Fig. 2와 같이 주었다. 본 해석에 사용된 요소들은 8개의 절점(node)을 가지고 있으며 자유도(degree of freedom)는 축방향에 대한 변위이다. 보다 좋은 결과를 얻기 위하여 메쉬사이즈(mesh size)를 조절하였고, 이것에 의해 접착제를 중심으로 응력이 집중되는 부위에 작고 많은 요소(element)가 배치되었으며 접착제가 파단되는 하중한도내의 탄성역역 만을 고려하여 탄성해석으로 과도해석과정을 거쳤다.

### 3. 실험결과

#### 3.1 접착부의 유한요소 해석결과

전체적인 시편의 응력집중을 보았을 때의 응력집중의 분포도는 Fig. 3과 같고, 응력은 겹침부 끝부근을 기준으로 접착제쪽보다는 모재쪽으로 더 많이 집중되어 있는 것을 알 수 있다. 이것은 인장하중이 증가함에 따라 접착부위는 거의 변형이 일어나지 않은 반면, 겹침부 끝부근의 모재가 가장 먼저 항복점을 넘어서고, 모재가 급격하게 늘어나면서 시편이 크게 변형된다는 것을 의미한다. 따라서, 접착제의 파괴강도보다 모재의 파괴강도가 낮은 경우, 겹침부 가장자리에 응력이 집중되어 접착제의 파단이 일어나지 않고, 접착부 가장자리에 인접한 모재에 직접 균열이 생기면서 파괴가 이루어지는 것을 충분히 예측할 수 있다.

접착부와 모재사이에 작용하는 응력  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\tau$  분포를 그래프로 나타내면 Fig. 4와 같다. 이 그래프를 고찰하여 보면 접착제에 영향을 많이 주는 것은 축방향응력  $\sigma_x$ 이고, 접착제의 양 끝단부분에 응력이 집중되어 있어 가장자리가 최대치를 나타내며, 중심부가 가장 낮게 나타난다.

### 3.2 접착두께 변화에 따른 강도평가

인장전단 실험결과를 접착제의 두께에 따라 최대하중으로 나타내보면 Fig. 5과 같고, 접착두께가 감소할수록 접착강도가 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있다. 접착두께가 감소할수록 접착강도가 선형적으로 증가하는 이유를 알아보기 위해 접착두께별로 접착제와 모재사이에 작용하는 응력을 유한요소법으로 해석하였다. 접착두께에 따른 응력  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\tau$ 를 얻을 수 있었고 응력집중을 Fig. 6에 나타내었다. 접착두께가 클수록 응력집중의 선형적인 증가는 실제 접착제접합 시편의 인장전단강도의 선형적인 감소와 매우 밀접한 관련이 있음을 생각할 수 있다.

### 3.3 겹침길이 변화에 따른 강도평가

인장전단 실험결과를 접착제의 겹침길이에 따라 최대하중으로 나타내보면 Fig. 7과 같고, 겹침길이가 증가할수록 접착강도가 증가하지만 25mm 이상에서는 접착강도가 일정해지는 경향을 알 수 있다. 이러한 이유를 알아보기 위해 겹침길이별로 접착제와 모재사이에 작용하는 응력을 유한요소법으로 해석하였다. 겹침길이에 따른 응력들을 비교하여 보았을 때, 접착제의 겹침길이에 따른 확연한 응력감소의 경향을 볼 수 있다. 특히, 겹침길이의 증가와 더불어 접착부 가장자리에 걸리는 응력의 집중부위가 점점 국부적으로 작용하는 것과, 겹침길이에 관계없이 접착부 중심쪽은 응력이 작고 일정하게 분포하는 것을 확인할 수 있다. 따라서 접착제의 길이가 증가할수록 접착부 가장자리의 응력집중이 완화되어 접착강도가 증가한다고 말할 수 있다. 그러나 접착부 가장자리의 응력집중이 거의 무시되는 정도의 길이에 달하면 겹침길이를 증가시켜도 인장전단을 가하였을 경우 접착강도는 일정함을 유지하게 된다.

## 4. 결론

(1) 접착제접합을 적용한 단일겹침형식 시편에 인장전단하중을 가하면 겹침부분의 가장자리에서 대부분의 응력이 집중되어 있음을 유한요소해석을 통해 확인할 수 있었고, 이것은 이론적으로 해석된 경향과 일치하였다.

(2) 접착부에서 접착제의 두께가 얇을수록 접착강도가 증가하는 것으로 나타났다. 이것은 접착제두께가 작은 접착부의 가장자리에서 응력집중이 작아지기 때문이다. 이것은 유한요소법을 이용하여 두께에 따라 모델을 변화시켜 보았을 때, 각각의 접합부에 걸리는 응력집중이 접착제의 두께가 얇을수록 감소하기 때문인 것으로 해석되었다.

(3) 접착부의 인장전단강도는 접착길이가 길수록 강도가 증가하지만 어느 겹침길이 이상에서는 거의 증가하지 않음을 알 수 있었다. 이러한 사실은 앞에서와 마찬가지로, 유한요소법을 이용하여 겹침길이별로 모델을 변화시켜 보았을 때, 각각의 접합부에 걸리는 응력집중

은 접착제의 길이가 길수록 감소하나, 감소하는 정도가 작기 때문인 것으로 해석되었다.

후기

본 연구는 1998년 현대자동차와 전북대학교 자동차신기술연구소의 지원에 의한 연구결과의 일부이며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

5. 참고문헌

[1] L. E. Meade, "Adhesives for Aerospace", Joining Technologies for the 1990's, J. D. Buckley and B. A. Stein, eds., Noyes Data, 1986.  
 [2] Robert W. Messler, Jr. "Joining of Advanced Materials", p 107~180, Butterworth Heineman Ltd, 1993  
 [3] H. Landrock, "Adhesives Technology Handbook", Noyes Publications, 1985, p.32  
 [4] R. D. Adams, "Theoretical Stress Analysis of Adhesively Bonded Joints", Joining Technologies for the 1990's, J. D. Buckley and B. A. Stein, eds., Noyes Data Corporation, 1986, p.189.  
 [5] H. Landrock, "Adhesives Technology Handbook", Noyes Publications, 1985, p.35  
 [6] H. A. Perry, "How to Calculate Stresses in Adhesive Joints", Production Engineering, Vol. 29, No.27, July 7, 1958  
 [7] ASTM, "Annual Book of ASTM Standard", 1998  
 [8] L. Dorn and Weiping Liu, "The Stress State and Failure Properties of Adhesive Bonded Plastic/Metal Joints", Butter-worth Heinemann Ltd, 18. August, 1992

Table. 1 Condition of Specimens for design

접착두께 ( $\mu\text{m}$ )	종류			
	98	106	112	118
평균 가압력 (MPa)	0.0123	0.0245	0.049	0.098
접침길이 (mm)	8	12	18	25

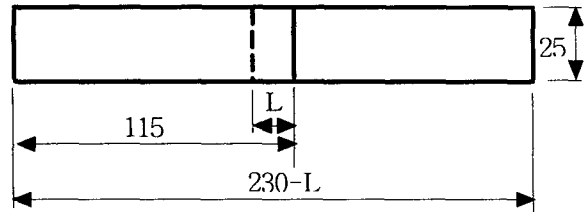


Fig. 1 The adhesive bonded Specimen

Table. 2 Material constants of adhesive joints

	Young's modulus (GPa)	Poisson's ratio	Yield strength (MPa)	Tensile strength (MPa)
Adherend	210.0	0.30	120.8	300
Adhesive	2.70	0.33	56.7	61.3

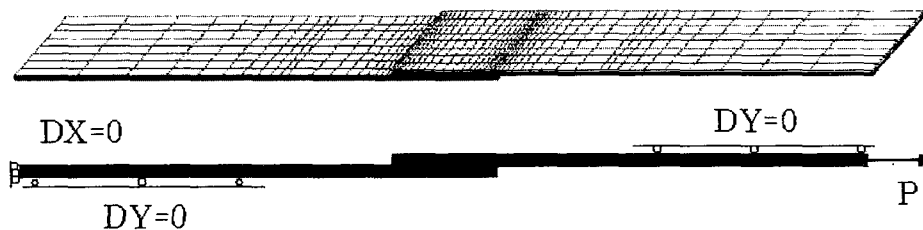


Fig. 2 FEM model and boundary condition

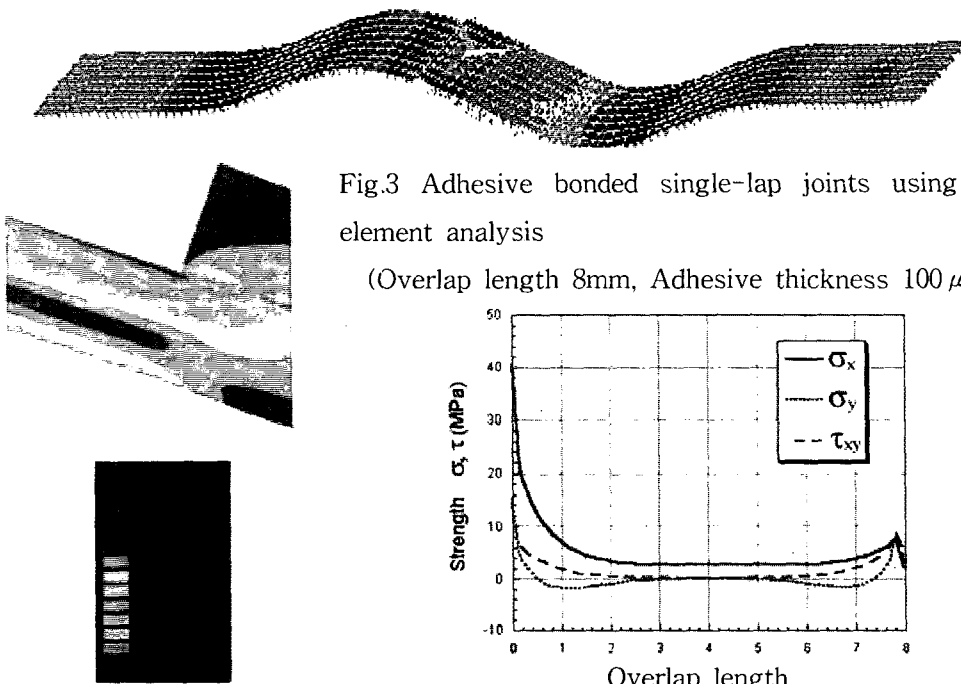


Fig.3 Adhesive bonded single-lap joints using finite element analysis  
(Overlap length 8mm, Adhesive thickness 100  $\mu$  m)

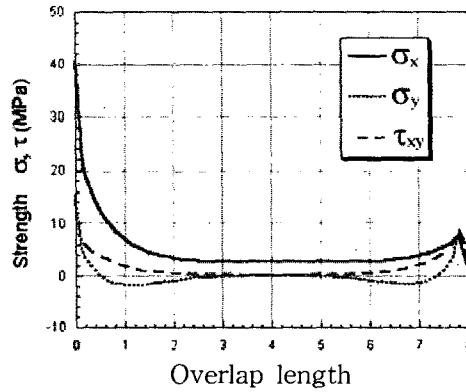


Fig. 4 Stress distribution along the shear plane as a function of distance from the edge of the overlap

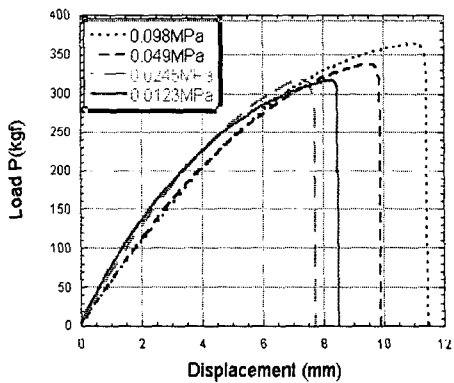


Fig. 5 The effect of pressure upon tensile-shear strength

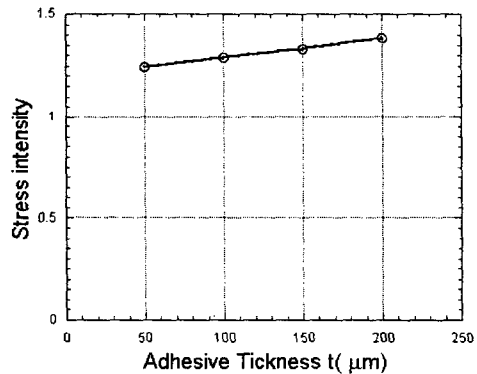


Fig. 6 The relation between pressure and tensile-shear strength and

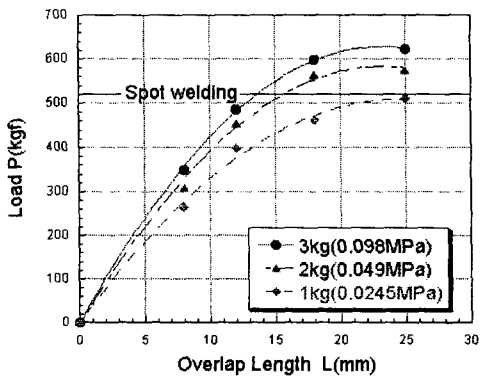


Fig. 7 The effect of overlap length upon tensile-shear strength

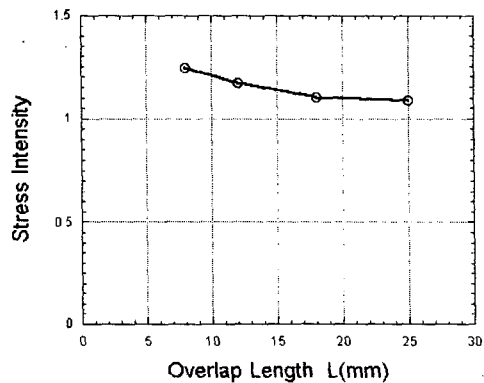


Fig. 8 The relation between overlap length and tensile-shear strength