

Cohesive Zone Model을 이용한 동력조향 유압실린더의 스틸-알루미늄 접착부 설계

이찬주¹ · 이상곤² · 고대철³ · H. Schäfer⁴ · 이종만⁵ · 김병민[#]

Joint Design of Steel-Aluminum Power Steering Cylinder by using FE Analysis with Cohesive Zone Model

C. J. Lee, S. K. Lee, D. C. Ko, H Schäfer, J. M. Lee, B. M. Kim

(Received May 19, 2009 / Revised July 2, 2009 / Accepted July 17, 2009)

Abstract

An adhesively bonded power steering cylinder with a steel tube and an aluminum bracket was developed to reduce the weight of steering systems. To achieve the joint strength between the steel tube and of the aluminum bracket, the shape aluminum bracket re-designed by using the FE-analysis. Fracture behavior of the adhesive layer was considered by a cohesive zone model(CZM), which is based on the two-parameter fracture phenomenon with critical stress and fracture toughness. From the result of FE-analysis with CZM, re-designed power steering cylinder satisfied the desired joint strength for axial and torsion modes. And its joint strength was verified by the fracture test in each mode.

Key Words : Adhesive Bonding, Cohesive Zone Model, Power Steering System, Joint Strength

1. 서 론

알루미늄 합금과 같은 경량화 소재를 사용한 자동차 부품의 사용이 증가함에 따라 기존 용접이 불가능한 경우가 발생하고 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 다양한 접합방법들이 적용되고 있으며, 접착제를 이용한 구조용 접착기술이 최근 많은 주목을 받고 있다. 구조용 접착기술은 단위면적당 인장전단강도가 10MPa 이상의 구조용 접착제를 이용하여 접착하는 기술로 접착제 개발 기술의 발달로 최근에는 30MPa 이상의 고강도 접합이 가능하게 되었다[1~3].

구조용 접착기술을 기존 자동차 부품에 적용하기 위해서는 접합부의 형상이 재설계가 되어야

한다. 구조용 접착부의 경우, 전단응력에 대해서 높은 전단강도를 가지지만 박리응력에는 매우 취약한 특성을 가진다. 이러한 구조용 접착부의 특성 때문에 제품의 작동 중 접착부에 박리응력이 최소화 될 수 있는 부품의 재설계가 요구된다[4].

본 연구에서는 구조용 접착기술을 적용하여 자동차의 동력조향 장치(Power steering system)를 경량화 하고자 한다. Fig.1 에 나타낸 유압실린더의 고정 브라켓을 알루미늄 합금으로 대체할 경우 기존 대비 약 20% 의 경량화가 가능하다. 이 때, 알루미늄 합금인 고정 브라켓과 강제인 유압실린더의 구조용 접합부의 접합강도를 만족할 수 있도록 고정 브라켓의 형상을 재설계하였다. 접착부의 접합강도를 예측하기 위해서 접착지역모델

1. 부산대학교 정밀기계공학과
2. PNU-IFAM 국제공동연구소
3. 부산대학교 ILIC
4. Fraunhofer IFAM
5. ㈜ 태림산업

교신저자: 부산대 기계공학부, E-mail: bmkim@pusan.ac.kr

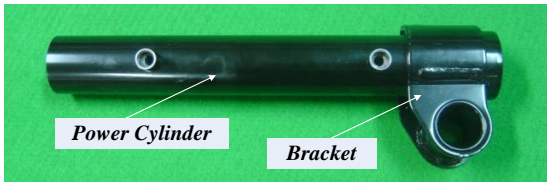


Fig. 1 Feature of power steering cylinder

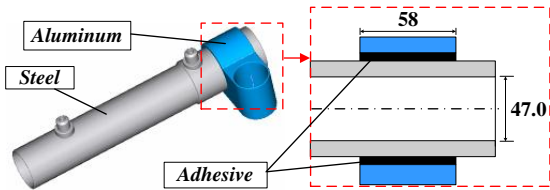


Fig. 2 Redesigned feature of adhesively bonded power steering cylinder for light-weight

(Cohesive zone mode:CZM)을 적용한 유한요소해석을 수행하였다. CZM 은 접착제의 변형 및 파괴거동을 나타내기 위한 모델로써 접착부에 작용하는 응력 및 파괴거동을 평가할 수 있다[5~7]. 브라켓 형상의 변화에 따른 접착부의 축방향 접합강도 및 비틀림강도 변화를 유한요소해석을 통해 평가하였다. 평가된 결과를 통해 고정 브라켓을 재설계하였으며, 축방향 및 비틀림 파괴실험을 통해 재설계된 제품의 접합강도가 요구접합강도를 만족함을 확인하였다.

2. 유한요소해석조건

동력조향 유압실린더의 접합강도를 예측하기 위해 CZM을 적용한 유한요소해석을 수행하였다. 구조용 접착기술을 적용하기 위해 재설계된 동력조향 유압실린더의 형상은 Fig. 2와 같다. 유압실린더 및 고정브라켓은 탄소성변형 거동을 하며, 접착부의 접합하중을 평가하기 위해 접착제층은 접착요소(Cohesive element)를 적용하여 유압실린더와 고정 브라켓을 연결하였다.

접착요소는 데미지 시작부터 파괴까지 변형 및 파괴거동을 나타낸다[8]. Fig. 3에 나타난 것과 같이 접착요소의 초기 변형은 일반적인 탄성변형으로 접착요소의 응력이 임계응력에 도달할 때까지를 하며, 데미지 시작변위는 식(1)에 의해 결정된다.

$$\delta_0 = \sigma_{\max} / E' \quad (1)$$

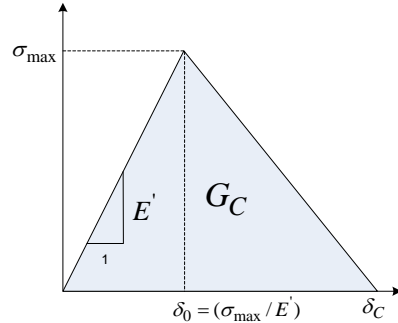


Fig. 3 Traction-separation law in cohesive element

여기서, σ_{\max} 는 임계응력이며, $E' (= E/h)$ 는 접착제의 파단모드방향에 대한 강성이다. h는 접착제의 두께이다. 데미지 시작점 이후 접착요소가 완전히 파괴되는 파괴 변위는 식(2)에 의해 결정된다.

$$\delta_C = 2G_C / \sigma_{\max} \quad (2)$$

여기서, G_C 는 접착제의 파괴인성이다. 일반적으로 접착부의 파괴거동은 인장 및 전단응력이 복합된 응력에 의해 발생하는 복합모드 파괴거동 (mixed-mode fracture)을 나타낸다. 본 연구에서는 CZM을 이용하여 복합모드 파괴거동을 고려하였다. 복합모드에서 임계응력 및 파괴인성은 식(3)과 식(4)에 의해 계산된다.

$$\frac{\sigma_{\max}}{(\sigma_{\max})_I} + \frac{\sigma_{s1}}{(\sigma_{\max})_{II}} + \frac{\sigma_{s2}}{(\sigma_{\max})_{II}} = 1 \quad (3)$$

$$G_C = G_{IC} + (G_{IIC} - G_{IC}) \left(\frac{G_S}{G_T} \right)^\eta \quad (4)$$

여기서, σ_{s1} , σ_{s2} 는 접착요소에 작용하는 전단응력이며, $G_S (= G_{S1} + G_{S2})$, $G_T (= G_n + G_S)$ 는 인장 및 전단 변형에너지의 합으로 계산된다. 본 연구에서 사용된 구조용 접착제의 CZM과 관련된 순수 인장 및 전단모드에 대한 파괴물성을 Table 1에 나타내었다. 구조용 접착제의 파괴물성은 ASTM 규격에 따라 실험과 CZM을 활용하여 도출하였다 [9~11]. 또한 Table 2에 유압실린더 및 고정 브라켓 소재의 물성을 나타내었다. 각 소재의 유동응력은 인장시험을 통해 도출하였다.

Table 1 Fracture parameters of adhesive for CZM

Parameter	Tensile (mode I)	Shear (mode II)
Elastic modulus	2.71 GPa	1.89
Critical stress	42.7 MPa	32.3 MPa
Toughness	1.089 J/m ²	3.38 J/m ²

Table 2 Mechanical properties of materials for power cylinder and bracket

	Power cylinder (Steel)	Bracket (Aluminum)
Elastic modulus	200 GPa	70.1 GPa
Flow stress curve	$\bar{\sigma} = 680.1\bar{\varepsilon}^{0.35}$	$\bar{\sigma} = 521.2\bar{\varepsilon}^{0.11}$

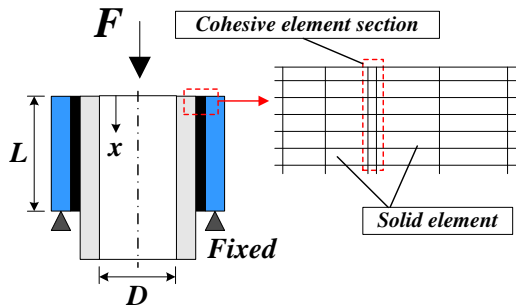


Fig. 4 Schematic model to evaluate the joint strength of power steering cylinder for axial direction

3. CZM 을 적용한 접합강도 평가

3.1 축방향 접합강도 평가

축방향 접합강도 평가를 위한 유한요소해석 모델을 Fig. 4에 나타내었다. 본 연구에서는 접착부의 접합강도 평가가 목적이므로 접합강도 평가시 변형이 거의 없는 브라켓의 차체 마운팅부는 유한요소해석시 고려하지 않았다. 일반적으로 접착 구조물은 박리응력에 매우 취약하고, 뛰어난 전단 강도를 가지기 때문에 박리응력에 의한 접착부의 파괴를 최소화하기 위해 실린더 전체적으로 결합하는 링 형상으로 브라켓을 재설계하였다. Fig. 5에 나타낸 것과 같이 기하학적 구속에 의해 축방향 하중에 의해 접착부에 발생하는 응력은 대부분 전단응력이 발생하였다. 박리응력은 발생하지 않았으며, 유압실린더가 압축하중에 의해 압축되면서 접착제층에 전단응력과 더불어 압축응력이 발생하는 것으로 나타났다.

요구접합강도를 만족하는 브라켓의 길이를 설정

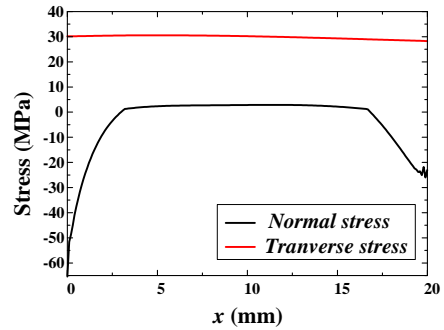


Fig. 5 Normal and transverse stress in adhesive layer along the bracket length for axial loading

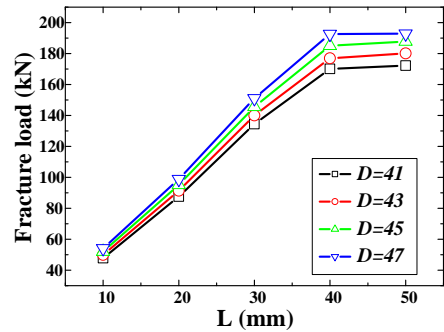


Fig. 6 Variation of fracture load with increasing bracket length, L and diameter, D

하기 위해 길이 변화에 대한 접합하중을 유한요소해석을 통해 조사하였다. Fig. 6은 유한요소해석을 통해 평가된 브라켓의 길이변화에 대한 접착부 파괴하중의 변화를 나타낸 것이다. 초기 브라켓의 길이가 증가함에 따라 접착부의 파괴하중이 증가하는 경향을 나타내었으며, 이후 브라켓 길이 40mm 이상에서는 일정한 값으로 증가하는 경향을 나타내었다. 또한 브라켓 직경이 증가할수록 접착면적에 비례하여 증가하는 경향을 나타내었다.

접착 구조물의 접착부에 작용하는 하중방향과 같은 방향으로 접착면적이 증가할 경우, 접착면이 아닌 모재가 파단되기 때문에 접착모재의 인장강도 이상으로 높일 수 없다. 반면에 작용하중에 대해 수직인 방향으로 접착면적을 높일 경우에는 접착면적에 비례하여 접합강도를 향상시킬 수 있다. 브라켓 길이의 증가는 축방향 하중과 같은 방향으로의 접착면적을 의미하므로 본 연구에서도 브라켓 길이가 일정한 값에서는 더 이상 접합강도가 증가하지 않는 경향을 나타내었다.

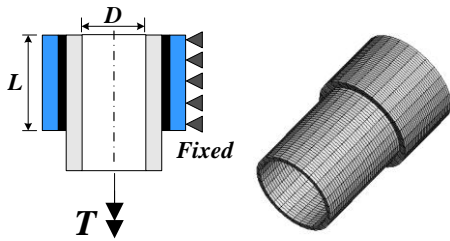


Fig. 7 FE-model to evaluate torsional strength of power steering cylinder

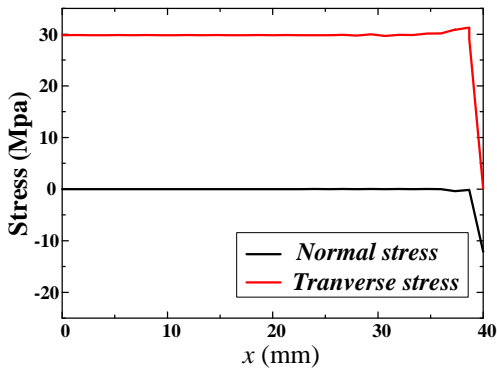


Fig. 8 Normal and transverse stress in adhesive layer along the bracket length for torsional loading

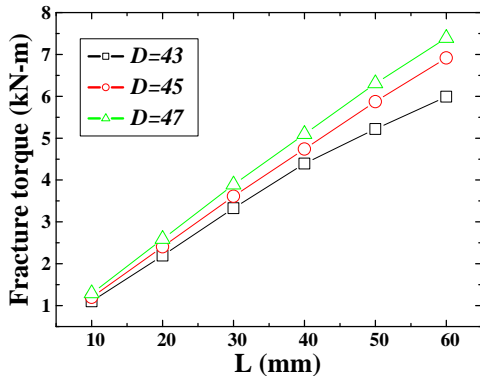


Fig. 9 Variation of fracture torque with increasing bracket length, L and diameter, D

Fig. 6에 나타난 것과 같이 브라켓 길이 40mm 이상에서는 일정한 값으로 수렴하는 경향을 나타내었으며, 브라켓 직경이 증가할 경우, 축방향 하중에 대해 수직인 방향으로의 접착면적이 증가함을 의미하므로, 접착면적에 비례하여 파괴하중이 증가하는 경향을 나타낸다. 브라켓 길이의 과도한

증가는 접착부의 접착강도 증가효과가 미미한 접착면적의 증가를 유발하여, 경량화 효과를 저감시킬 수 있기 때문에 적절한 브라켓 길이의 설정이 필요할 것으로 판단된다.

3.2 비틀림 접합강도 평가

비틀림 접합강도 평가를 위한 유한요소해석 모델을 Fig. 7에 나타내었다. 유한요소해석을 통해 브라켓 길이와 직경의 변화에 따른 과단토크를 평가하였다. Fig. 8에 나타난 접착체층의 응력분포는 축방향 접합강도 유한요소해석과 같이 브라켓 길이방향으로 대부분 동일한 전단응력이 작용하였다. 끝단부에서 압축응력 발생하였으며, 박리응력은 발생하지 않는 것으로 나타났다. 이는 재설계된 링 형상의 브라켓이 접착부에 박리응력을 유발시키지 않는 것을 의미하며, 접착기술을 적용하기 적합한 접착부 형상을 가지는 것을 의미한다.

브라켓 길이방향은 비틀림 하중방향에 수직하므로, Fig. 9에 나타난 것과 같이 브라켓 길이가 증가함에 따라 과단토크가 증가하는 경향을 나타내었다. 브라켓의 직경이 증가함에 따라 과단토크 또한 증가하는 경향을 보였다. 브라켓 길이 10mm인 경우, 브라켓 직경의 증가에 대한 비틀림 접합강도의 증가량은 0.0476kN-m/mm로 그 효과가 미미하지만 브라켓 길이가 60mm일 때는 0.351 kN-m/mm로 상대적으로 크게 증가하였다. 즉 브라켓의 길이가 큰 경우에 브라켓 직경의 증가에 따른 비틀림 접합강도의 증가효과가 크게 나타남을 의미한다. 이것은 브라켓 형상 재설계시 브라켓 길이를 충분히 확보하여야 브라켓의 직경변화에 대한 비틀림 접합강도 증가효과를 얻을 수 있음을 의미한다.

4. Power steering cylinder 재설계

4.1 브라켓 형상 재설계

유한요소해석결과를 바탕으로 축방향 및 비틀림접합강도를 동시에 만족하는 동력조향 실린더 실린더의 알루미늄 고정 브라켓의 형상을 재설계하였다. 동력조향 실린더의 형상은 유한요소해석결과를 바탕으로 Fig. 10과 같이 결정하였다. 축방향 접합강도는 브라켓 길이가 일정한 값에 도달하면 접합강도의 변화가 없다. 즉 축방향 접합강도를 만족하더라도 비틀림 접합강도를 만족하지 않는 경우가 발생할 수 있다. 또한 비틀림 접합강

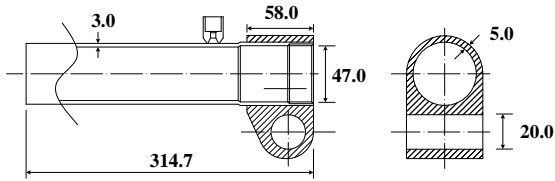


Fig.10 Dimensions of re-designed power steering cylinder



(a) loading at bracket



(b) loading at cylinder

Fig.11 Various test method to evaluate axial mode joint strength of power steering cylinder

도는 축방향 접합강도와는 달리 브라켓 길이에 비례하여 증가하는 경향을 나타내기 때문에 비틀림 접합강도를 만족시키기 위해서 축방향으로 과도하게 설계될 수 있다. 이를 방지하기 위해 축방향 접합강도를 동시에 만족하고, 경량화 효과를 극대화하기 위해 최소한의 체적을 가지는 브라켓 형상으로 최적설계를 해야한다.

축방향 접합강도는 유압실린더의 항복강도를

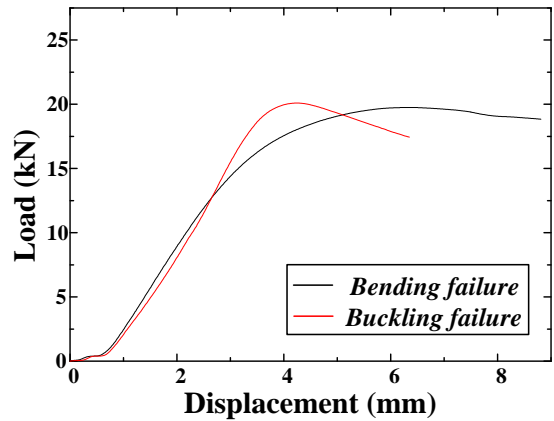


Fig.12 Load-displacement curves of axial mode joint strength test

기준으로 189.3kN으로 설정하였다. 축방향 접합강도가 189.3kN 이상이면 접착부의 파괴 전에 유압실린더가 변형하게 된다. 비틀림 접합강도 또한 유압실린더의 항복강도를 기준으로 7.24kN-m로 설정하였으며, 설정된 접합강도 이상에서는 접착부의 파괴가 아닌 유압실린더의 파단이 발생한다. 브라켓 길이 40mm 이상, 브라켓 직경 47mm 이상에서 축방향 접합강도를 만족하였다. 브라켓 길이 40mm 이상에서는 축방향 접합강도는 거의 일정하기 때문에 40mm로 설정하는 것이 경량화 효과가 좋으나, 비틀림 접합강도를 만족할 수 없기 때문에 브라켓 길이를 더 확보해야 한다. 브라켓 직경 47mm에서 비틀림강도는 단위길이당 비틀림 접합강도 증가량은 0.1225kN-m/mm 이므로 비틀림강도 접합강도 7.24kN-m를 만족하는 브라켓 길이는 58mm이다. 재설계된 브라켓의 기존 제품무게 대비 경량화 효과는 약 20%이다.

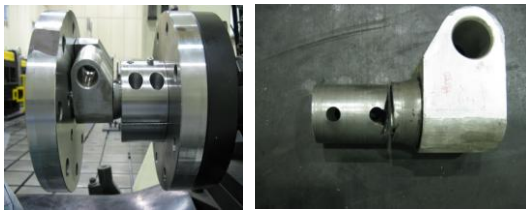
4.2 축방향 및 비틀림 파단실험

재설계된 동력조향 유압실린더의 축방향 접합강도 평가하기 위해 Fig. 11에 나타난 것과 같이 접착부 접합강도 실험을 수행하였다. 본 연구에서는 Henkel사의 구조물용 1액형 에폭시 접착제를 사용하였으며, 180[°C]에서 30분간 경화시켜 동력조향 유압실린더 시작품을 제작하였다. 실험에 사용된 유압실린더는 기존의 용접에 의해 사용되던 유압실린더와 동일한 실린더를 사용하였으며, 브라켓은 재설계된 형상으로 알루미늄 6061로 기계가공하여 제작하였다.



(a) bending failure (b) buckling failure

Fig.13 Failure mode of power steering cylinder after joint strength test



(a) Test toolset (b) Fractured specimen

Fig.14 Test tool to evaluate torsional joint strength of power steering cylinder and fractured specimen

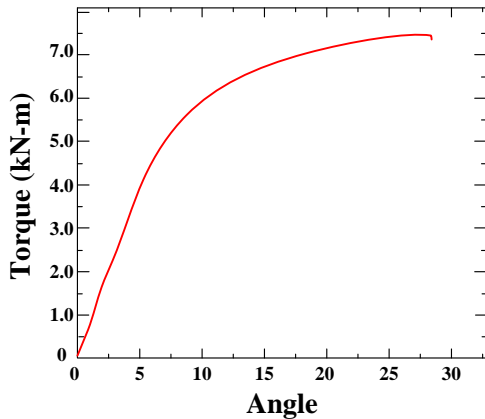


Fig.15 Load-displacement curve of torsional joint strength test

동력조향 유압실린더는 브라켓에 의해 차체와 연결되므로 이를 고려하여 유압실린더를 고정하고 브라켓에 하중을 가하였다. Fig. 11의 축방향 접합강도 시험에서 나타난 하중-변위 곡선에 나타난 것과 같이 하중 19.75kN을 정점으로 하중이 점차 감소하였다. 이것은 브라켓의 도심과 실린더의 도심의 불일치로 인해 동력조향 유압실린더에 벤딩 모멘트가 작용한다. 이 벤딩 모멘트에 의해 Fig. 13의 (a)에 나타난 것과 같이 유압실린더와 브라켓의 연결부에 굽힘이 발생했다. 반면에 유압실린

더를 압축한 경우, 최대하중 20.27kN을 나타내었으며, Fig. 13의 (b)에 나타난 것과 같이 유압실린더와 브라켓의 연결부에서 압축하중에 의해 실린더의 좌굴이 발생하였다. 축방향 접합강도 실험에서 접합부에서 파단이 발생하지 않았으며, 유압실린더의 변형이 발생하므로 재설계된 브라켓 형상은 축방향 접합강도를 만족하는 것으로 판단된다.

Fig. 14의 (a)는 접착부의 비틀림 접합강도 실험을 나타낸 것으로 브라켓과 유압실린더를 고정시키고, 유한요소해석에서와 같이 유압실린더를 회전시켰다. Fig. 14의 (b)와 같이 유압실린더의 파단이 발생하였다. 이 때 파단토크는 Fig. 15에 나타난 것과 같이 7.39kN-m로 나타났다. 재설계된 브라켓 형상은 축방향 접합강도와 마찬가지로 접착부에서 파괴가 발생하지 않고 유압실린더에서의 파단이 발생하므로, 충분한 비틀림 접합강도를 가지고 있는 것으로 판단할 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 자동차 동력조향 유압실린더를 경량화하기 위해 구조용 접착기술을 적용하였다. 접착부의 접합강도를 평가하기 위해 CZM을 활용한 유한요소해석을 수행하였으며, 그 결과를 바탕으로 동력조향 유압실린더의 브라켓을 재설계하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 링 형상의 브라켓은 접착체층에 박리응력을 유발시키지 않았다. 또한 접착부에 발생하는 응력은 대부분 전단응력이 발생하였다. 이는 구조용 접착기술에 적합한 형상이다.

(2) 브라켓 길이의 증가는 40mm 이상에서 축방향 접합강도는 일정한 값으로 수렴하는 경향을 나타내었으며, 브라켓 직경에 대해서는 증가하는 경향을 나타내었다.

(3) 브라켓 길이와 직경의 증가는 비틀림 접합강도를 증가시키는 효과를 나타내었으며, 브라켓 길이가 큰 경우, 직경증가의 효과가 크다.

(4) 축방향 및 비틀림 접합강도 실험을 통해 길이 58mm, 직경 47mm로 재설계된 링 형상의 브라켓의 축방향 접합강도는 20.27kN 이상이며, 비틀림 접합강도는 7.39kN-m 이상으로 평가되었다.

후 기

이 논문은 2008년도 정부(교육과학기술부)의 재

원으로 국제과학기술협력재단(KICOS, K206010000 04-07E0100-00400)의 지원 및 산학협력중심대학육성사업의 지원을 받아 수행된 연구임.

참 고 문 헌

- [1] N. Fukai, S. Kimura, S. Kamiyama, A. Shinoda, H. Kanai, K. Ueda, 2009, Development of application technology of pre-coated metal for fuel tank of versatile engine, *Trans. Mater. Process.*, Vol. 18, No. 2, pp. 99~106.
- [2] C. J. Lee, S. K. Lee, D. C. Ko, B. M. Kim, 2008, The evaluation of surface and adhesive bonding properties for cold rolled steel sheet for automotive treated by Ar/O₂ atmospheric pressure plasma, *Trans. KSME(A)*, Vol. 32, No. 4, pp. 345~361.
- [3] A. Higgins, 2000, Adhesive bonding of aircraft structures, *Inter. J. Adhesion & Adhesives*, Vol. 20, pp. 367~376.
- [4] G. Fessel, J. G. Broughton, N. A. Fellows, J. F. Durodola, A. R. Hutchinso, 2007, Evaluation of different lap-shear joint geometries for automotive applications, *Inter. J. Adhesion & Adhesives*, Vol. 27, pp. 574~583.
- [5] B. R. K. Blackman, A. J. Kinloch, M. Paraschi, 2003, The use of a cohesive zone model to study the fracture of fibre composites and adhesively-bonded joint, *Inter. J. Fracture* Vol. 119, pp. 25~46.
- [6] J. G. Williams, H. Hadavinia, 2002, Analytical solutions of cohesive zone models, *J. Mech. Phys.*, Vol. 50, pp. 809~825.
- [7] B. R. K. Blackman, A. J. Kinloch, M. Paraschi, 2003, The calculation of adhesive fracture energies in mode I: revisiting the tapered double cantilever beam (TDCB) test, *Engng. Fracture Mech.*, Vol. 70, pp. 233~248.
- [8] ABAQUS Ver. 6.4, 2004, User's manual, Hibbit, Karlsson & Sorensen Inc.
- [9] ASTM D1876, 2002, Standard test method for peel resistance of adhesives(T-peel test), ASTM.
- [10] ASTM D3433, 2002, Standard test method for fracture strength in cleavage of adhesives in bonded metal joints, ASTM.
- [11] ASTM D2095, 2002, Standard test method for tensile strength of adhesives by means of bar and rod specimens, ASTM.