

# 기계적 프레스 접합부의 강도 평가에 관한 실험적 연구

이용복\* · 박영근\*\* · 정진성\*\* · 김호경\*\*\*  
(1999년 4월 27일 접수)

## An Experimental Study on the Strength Evaluation of Mechanical Press Joint

Yong Bok Lee, Young Keun Park, Chin Sung Chung and Ho Kyung Kim

**Key Words:** Mechanical Press Joining(기계적 프레스 접합), Button Diameter(버튼 지름), Neck Thickness(목 두께), Equivalent Stress(등가 응력), Interface Failure Mode(관통 파단 형태), Pull-Out Failure Mode(분리 파단 형태), Eyebrow Failure Mode(눈썹 파단 형태), Lower Plate Failure Mode(하판 파단 형태)

### Abstract

Mechanical press joining technique has been used in sheet metal joining processes because of its simple process and possibility of joining dissimilar metals, such as steel and aluminum. The static and cyclic behavior of single overlap Al-alloy and steel(SPCC) joints has been investigated. Relationships were developed to estimate the strength of the joint taking into consideration base metal strength properties and the geometry of the joint. Fatigue test results have shown that fatigue resistance of the SPCC mechanical press joints is almost equal to that of the spot weld at the life of  $10^6$  cycles. Also, the dissimilar material jointed specimen with upper SPCC plate and button diameter corresponding to the nugget diameter of the spot welded specimen has almost same strength as the same material jointed specimen and as the spot welded specimen.

### 1. 서론

자동차 차체의 일반적 접합방법으로 쓰이고 있는 점용접은 용접성이 불량한 이종재료간의 접합이 불가능한 실정<sup>(1)</sup>이므로 차량구조물로서 알루미늄 합금 등 경량화 재료를 사용하게 될 경우 점용접을 대체할 효과적인 접합방법이 요구되고 있다.

현재까지 개발된 효과적인 이종재료의 접합법 중 하나인 기계적 프레스 접합은 에너지 위기와 함께 대두되었고 비용절감의 측면에서 유리하여 관심도가 증가하였다. 기계적 프레스 접합은 용

접에 비해 코팅된 판재나 이종재료의 접합시 우수한 접합강도를 갖고 접합과정 중 환경을 해치지 않음은 물론 에너지 소비가 적고 작업이 단순하여 숙련된 기술자가 아니라도 쉽게 작업을 할 수 있다. 또한 열변형 없이 접합할 수 있으며, 장비면에 있어서도 용접 장비보다 저렴하고 간단하며 펀치(punch)와 다이(die)의 수명이 용접 전극에 비해 매우 길다.<sup>(2-5)</sup>

기계적 프레스 접합은 자동차 결합체에 폭넓게 사용된다.<sup>(3)</sup> 그 예로는 후드·결합체에서 내부 보강재와 외부 강판과의 접합, 플라스틱 재료의 앞 범퍼와 차체와의 접합에서도 볼 수 있으며, GM사의 미니밴에서는 플라스틱 부품의 장착과 각종 보강재의 접합에 사용되고 있다. 또한 브레이크의 먼지 막이, 계기판 보강재, 배기 다기관 클램프, 냉각 팬 날개 결합체 및 하우징, 밸브 조 절기, 차륜 커버, 도어 힌지 보강재, 결쇠 등에도 사용되며, 자동차 산업 외에도 전자제품의 하우

\* 회원, 홍익대학교 기계공학과  
E-mail : yblee@wow.hongik.ac.kr  
TEL : (02)320-1665 FAX : (02)322-7003

\*\* 홍익대학교 과학기술연구소

\*\*\* 회원, 서울산업대학교 자동차공학과

징, 각종 소각로, 도관, 금속제 차고문 등에도 폭 넓게 사용되고 있다.

그러나 기계적 프레스 접합에 대한 체계적인 연구가 진행되지 못하여 접합강도에 대한 신뢰성이 확립되지 않은 상태이다.<sup>(4-6)</sup> 따라서 기계적 프레스 접합의 특성을 제어하기 위한 주요인자를 결정하고 접합강도와 관계있는 변수들을 고찰하여 소재의 강도를 바탕으로 한 접합부의 기하학적 형상으로 기계적 프레스 접합부의 강도를 평가하는 방법을 연구하였다. 또한, 실험결과를 기초로 점용접과 기계적 프레스 접합을 상호비교<sup>5)</sup>하여 구조경량화를 위한 기계적 프레스 접합의 대체 가능성을 확인하고자 한다.

## 2. 접합과정 및 주요인자

기계적 프레스 접합은 도장금속판이나 일반금속판 모두 접합 가능하며 깨끗하고 결합력이 일관된 접합부를 만들어 낸다. 접합된 모양을 보면, 다이(die)측은 단추모양을 하고 펀치(punch)측은 밀려 들어간 홈을 형성하게 되는데 이 단추모양의 외형으로 접합상태를 판단할 수 있다. Fig. 1은 접합과정을 나타내며 원형으로 된 컵형상 내부에 재료를 밀어 넣은 후 360° 전방향으로 전체 직경을 처음의 컵형상 직경보다 더욱 크게 펼침으로써 상·하 재료가 맞물려 강력한 결합력을 만든다. Fig. 2는 접합부 단면을 나타내며 접합부의 주요인자는 다음과 같다.

1. PD : 펀치 직경
2. BD : 단추모양으로 성형된 부분의 직경
3. NT : 상판의 목두께
4. e : 하중작용선상으로부터 상·하판 접촉면 중심까지의 거리
5. h : 접합부에서 상·하판이 서로 접촉하고 있는 면의 수직길이
6.  $t_1$  : 상판의 두께
7.  $t_2$  : 하판의 두께
8. CT : 접합부 바닥의 두께

## 3. 실험

실험에 사용한 재료는 자동차 차체로 많이 이용되고 있는 냉간압연강판<sup>(7)</sup>(SPCC)과 알루미늄합금(AI -5052)으로 재료의 기계적 성질, 화학적 성

분을 각각 Table 1, 2에 나타내었다.

시험편은 JIS Z3136에 의거하여 점용접 시험편의 규격과 동일한 인장-전단형으로 제작하였으며, 그 형상을 Fig. 3에 나타내었다. 기계적 접합은 BTM사의 공압 프레스(Air-powered toggle press machine)를 사용하여 Table 3의 조건으로 수행하였다.

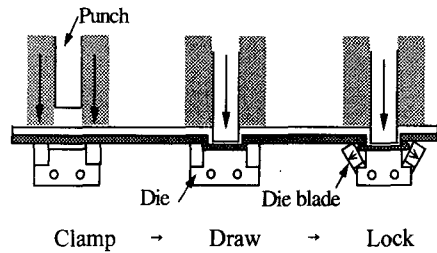


Fig. 1 Process of mechanical press joining method

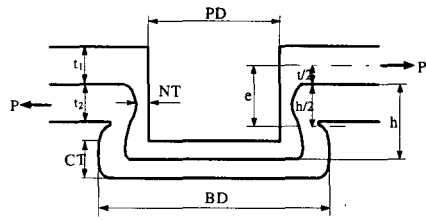


Fig. 2 Cross-section of mechanical press joint

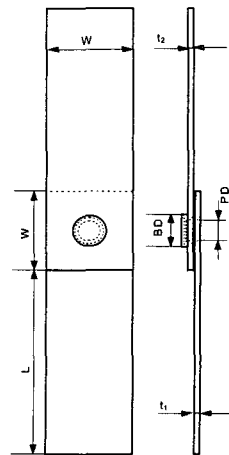


Fig. 3 Configuration of tensile - shear specimen for static and fatigue test

인장실험은 변위제어 방식으로 인장속도를 2mm/min으로 하였으며, 피로실험은 5ton 용량의 전기유압식 만능 재료 시험기(Instron 8511)를 사용하여 응력비가 0인 편진인장하중을 진동수 10~20Hz로 수행하였다.

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 정적 강도

Fig. 4는 기계적 프레스 접합법을 이용한 인장-전단 시험편의 전형적인 인장실험 결과이며, Table 4에 15종의 시험편에 대한 최대 접합강도(peak load), 부하 강성(load stiffness), 소성 한계(plastic limit), 제하 강성(unloading stiffness)의 3회 실험 평균값을 나타내었다.

**Table 1** Mechanical properties of the base metals

Material	$\sigma_u$ (MPa)	$\sigma_y$ (MPa)	E (GPa)	Elongation (%)
SPCC	337.4	174.6	205	50.8
Al-5052	273.6	213.8	78.3	12

**Table 2** Chemical compositions of the base metals (wt.%)

Material	C	Si	Mn	P	Ni	Al	Fe
SPCC	0.04	0.015	0.25	0.01	0.01	0.005	bal.

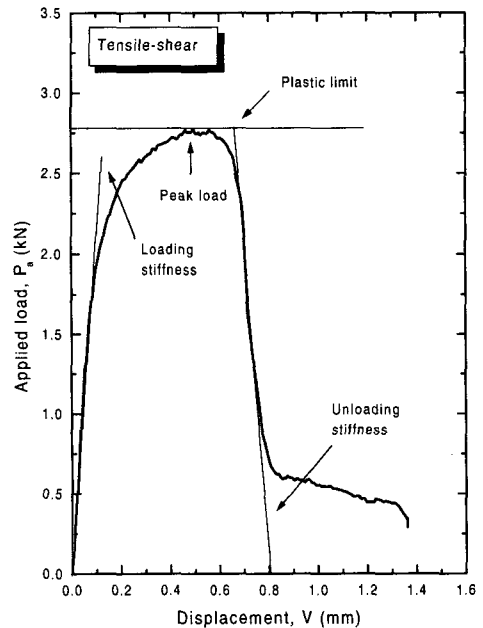
Material	Mg	Mn	Fe	Cr	Si	Cu	Al
Al-5052	2.5	0.10	0.313	0.25	0.137	0.10	bal.

**Table 3** Specification of test specimens (unit:mm)

Specimen No.	Punch Side Material	Die Side Material	$t_1$	$t_2$	W	L	PD
#1	SPCC	SPCC	0.8	0.8	30	70	3.0
#2	SPCC	SPCC	0.8	0.8	30	70	4.6
#3	SPCC	SPCC	0.8	0.8	30	70	6.4
#4	SPCC	SPCC	1.6	1.6	40	85	4.6
#5	SPCC	SPCC	1.6	1.6	40	85	6.4
#6	Al-5052	Al-5052	1.0	1.0	30	70	6.4
#8	Al-5052	Al-5052	2.0	2.0	40	85	6.4
#9	SPCC	Al-5052	0.8	1.0	30	70	4.6
#10	SPCC	Al-5052	0.8	1.0	30	70	6.4
#11	SPCC	Al-5052	1.6	2.0	40	85	6.4
#12	Al-5052	SPCC	1.0	0.8	30	70	4.6
#13	Al-5052	SPCC	1.0	0.8	30	70	6.4
#14	Al-5052	SPCC	2.0	1.6	40	85	4.6
#15	Al-5052	SPCC	2.0	1.6	40	85	6.4

인장실험 결과 파괴 모드는 Fig. 5와 같이 크게 두 가지로 구별되었는데, 첫째는 관통파괴형태(Interface fracture mode)로 접합부 중 가장 취약한 곳인 목두께(NT)부분에서 균열이 발생하여 그 면을 따라 파단이 일어나는 경우이며, 둘째는 분리 파괴형태(pull-out fracture mode)로 접합부의 심한 변형에 의해 버튼주위에서 균열이 발생하며 목두께 주변으로 진전하는 동시에 접합부 일부분이 소성변형하면서 상·하판이 분리되는 형태이다. 인장실험결과 #3, #10, #13은 분리파괴형태를 나타내었고, 나머지 시험편은 관통파괴형태로 파단되었다. 이와 같이 파단모드가 2가지로 구별되는 것은 Fig. 2의 내형상 인자를 조사하므로써 좀더 체계적으로 이해할 수 있을 것으로 판단된다.

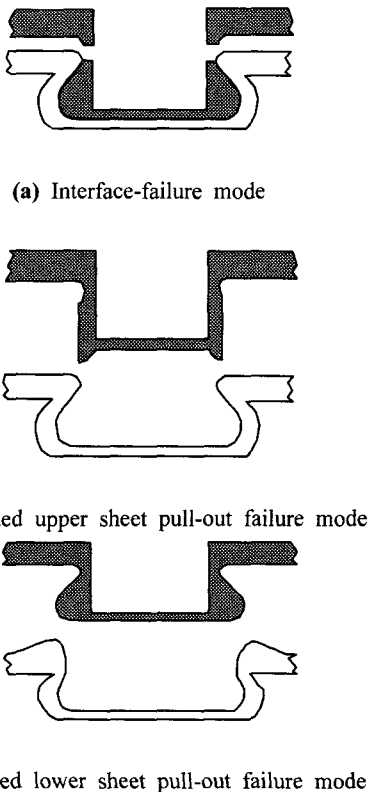
Fig. 6은 최대접합강도 이후는 생략한 하중-변위 선도를 나타낸 것이다. 일반적으로 버튼을림이 클수록 강도가 큰 경향을 보이나, 상·하판 재료의 차이에 따라 약간의 강도 차를 나타내었다. 이것은 펀치 압입시에 다이 블레이드가 벌어짐에 따라 접합부가 펀치직경보다 확대되는 과정에서 상·하판의 재질과 두께, 압입 깊이에 따라 접합부의 강도를 좌우하는 목두께의 치수가 결정되므로 발생한 것으로 판단된다.



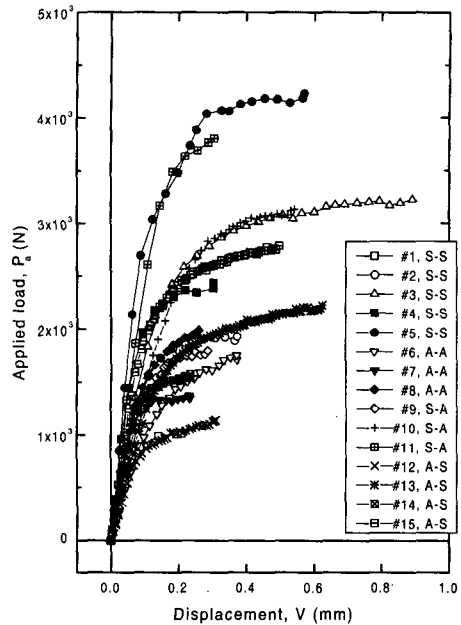
**Fig. 4** Typical load-deformation curve of mechanical press joint for tensile-shear specimen

**Table 4** Results of static tensile test for mechanical press joined specimens

Specimen	Peak Load (kN)	Loading Stiffness (kN/mm)	Plastic Limit (mm)	Unloading Stiffness (kN/mm)
# 1	1.01	13.40	0.58	1.77
# 2	1.93	16.70	0.70	2.74
# 3	3.22	18.65	2.67	1.21
# 4	2.41	25.18	0.66	3.69
# 5	4.21	32.66	1.10	3.85
# 6	1.73	10.91	0.42	4.16
# 7	1.37	19.57	0.44	3.11
# 8	2.06	18.89	0.46	4.47
# 9	1.76	14.05	0.60	2.95
# 10	3.07	14.64	1.35	2.29
# 11	3.81	23.82	0.82	4.65
# 12	1.12	11.54	0.42	2.71
# 13	2.19	12.73	0.67	3.28
# 14	1.61	21.47	0.44	3.71
# 15	2.76	20.99	0.69	4.02



**Fig. 5** Failure modes in static tensile test



**Fig. 6** Applied load vs. displacement for various mechanical press joint specimens

기존의 기계적 프레스 접합부의 정적강도는 버튼직경(BD)만으로 평가되었다.<sup>(5)</sup> 그러나 이종재료 접합의 경우 버튼직경만으로는 정확한 강도평가가 곤란하였다. 따라서 접합강도를 평가하는데 버튼직경 이외의 다른 중요한 인자를 구할 필요가 있다. 그러므로 시험편을 절단하지 않고 측정 가능한 펀치지름(PD), 버튼지름(BD), 상판두께( $t_1$ ), 판폭(W), 캡 두께(CT)와 시험편을 절단하여 측정 가능한 목두께(NT), 편심량(e) 등을 이용하여 접합강도 평가를 시도하였다.

외형상으로 측정 가능한 인자인 PD, BD,  $t_1$ , W, CT 와 접합강도의 관계를 검토한 결과 PD,  $t_1$ , W, CT는 접합강도와 선형적인 관계가 없으므로 강도 평가에 적용이 곤란하다. 또한 내형상 인자인 NT와 e의 경우 e도 접합강도와 선형적인 관계를 나타내지 않았다.

이상과 같이 접합부의 어느 한 부분의 형상 또는 그들의 조합만으로 강도를 정확하게 예측한다는 것은 한계가 있다. 따라서, 인장실험 결과 나타난 두 가지 파괴 모드를 구별하여야만 정확한 강도 평가 및 예측이 가능하므로 접합부에 작용하는 응력상태를 단순화시켜 관통파괴형태와 분

리파괴형태에 대한 등가응력( $\sigma_{eq}$ )을 구하였으며, 부록에 나타내었다.

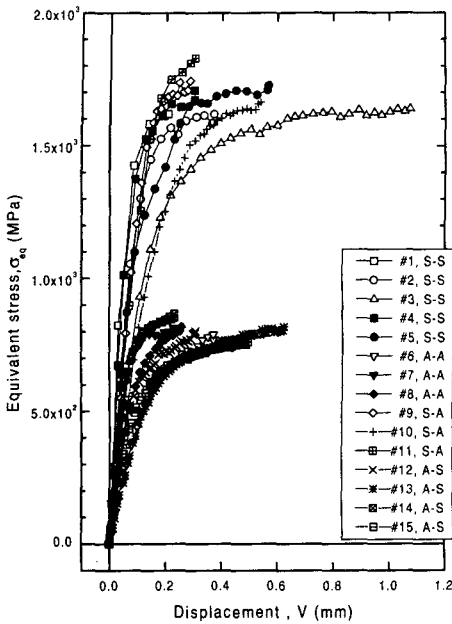


Fig. 7 Equivalent stress vs. displacement for various mechanical press joint specimens

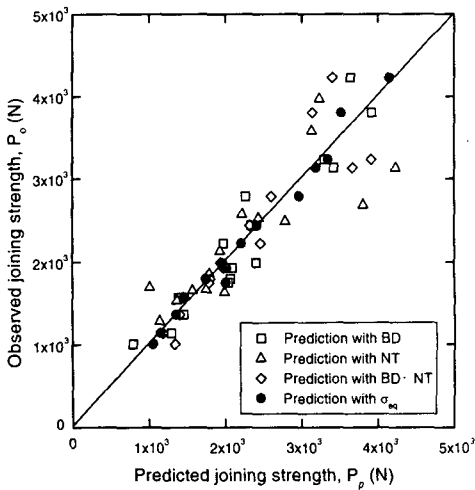


Fig. 8 Comparison of observed and predicted joining strength using BD, NT, BD · NT,  $\sigma_{eq}$

파괴모드를 고려한 등가응력식으로 강도를 평가한 결과 Fig. 7과 같이 SPCC가 상판인 경우와 AI인 경우로 명확히 분류되었다. 결론적으로 NT에 작용하는 전단응력에 의한 관통파괴형태와 수직응력과 굽힘 응력의 조합에 의한 분리파괴형태로 구분된 접합부의 응력계산을 통해 명확한 강도 평가가 가능하다.

기계적 프레스 접합부의 인장-전단 강도를 BD, NT, BD · NT 및  $\sigma_{eq}$ 의 4가지로 예측한 접합강도와 실험결과를 비교하여 Fig. 8과 같이 나타내었다. 접합부의 하중전달 매카니즘을 단순화시킨 등가응력( $\sigma_{eq}$ )으로 예측한 것이 기타의 것보다 정확하며 가장 신뢰성 있는 결과를 나타내었다.

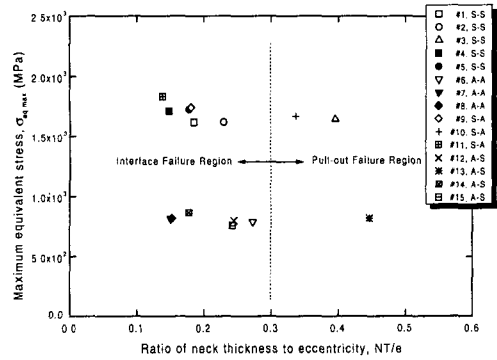


Fig. 9 Maximum equivalent stress vs. ratio of neck thickness to eccentricity

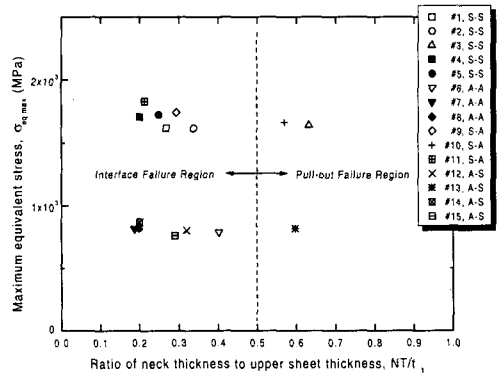


Fig. 10 Maximum equivalent stress vs. ratio of neck thickness to upper sheet thickness

4.2 기하학적 형상과 접합 강도

접합 과정에서 상·하판의 재질 및 두께, 펀치 직경 및 드로잉 깊이에 따라 NT와 e 등이 결정되며, 이들의 관계가 접합강도에 중대한 영향을 미치게 된다. NT와 e의 관계를 살펴보면 Fig. 9와 같이 상판의 재료에 따라 강도가 결정되고 NT/e 가 약 0.3을 기준으로 파괴모드가 결정되며 같은 재질, 같은 두께의 재료를 사용하는 경우 분리파괴형태로 판단되는 것이 강도면에서 우수하다는 것을 알 수 있다. 접합과정에서 상판의 두께는 드로잉의 과정을 겪으면서 접합강도에 주도적인 영향을 미치는 목두께(NT)로 감소하게 되는데, 이 때 NT와  $t_1$ 의 비( $NT/t_1$ )와 접합강도의 관계를 Fig. 10에 나타내었다.  $NT/t_1$ 이 0.5가 되는 지점을 기준으로 파괴모드가 결정되며, 이들 비가 0.5 이상인 곳에서 분리파괴형태로 판단되고, 같은 재료, 같은 두께를 사용하여 접합하는 경우  $NT/t_1$ 가 0.5 이하인 경우보다 높은 접합강도를 나타내었다.

이상과 같이 접합과정 중 강도의 주도적 역할을 하는 부분의 기하학적인 형상의 변화와 이들 상호간의 비가 접합강도의 측면에서 어떠한 역할을 하는지 파악할 수 있었으며, 기계적 프레스 접합부의 설계시 이를 고려하여 설계하면 최적의 접합강도를 얻을 수 있을 것으로 판단된다.

4.3 피로 강도

피로실험은 15종류의 시험편 중 #1, #2, #3, #6, #9, #10, #12, #13 시험편으로 실시하였으며, 실험

결과 시험편의 파괴형태는 세 가지로 분류되었다. 첫째는, 분리파괴형태(interface failure mode)로 인장실험 결과와 동일하며, 둘째는, 눈썹파괴형태(eyebrow failure mode)로 접합부 상판모재에서 균열 발생후 폭방향으로 진전하는 형태로 점용접의 피로균열진전거동과 유사하며 셋째는, 하판파괴형태(lower plate failure mode)로 하판이 알루미늄 합금인 경우 다이 블레이드(die blade)자국에서 균열이 발생, 진전하여 파단되는 형태이다. Fig. 11은 눈썹파괴형태와 하판파괴형태를 도식적으로 표현한 것이다.

피로실험 결과를 Fig. 12에 나타내었다. 상·하판의 조합이 같은 시험편의 경우 정적강도와 비례하나, 상·하판의 조합이 변화하면 재료성질에 의한 피로강도도 변화하게 된다. #9 시험편은 정적강도에 비해 피로강도면에서 다른 시험편의 경우보다 우수하며 반대로 #13 시험편은 정적강도에 비해 피로강도가 다른 시험편에 비해 현격히 감소하였음을 알 수 있다. 이러한 현상은 #9 시험편의 경우 강도가 우수하며 연성거동을 갖는 재료가 접합강도를 좌우하는 상판으로 사용되었기 때문에 접합부 끝단의 노치의 영향을 적게 받음으로써 피로에 대한 특성이 우수하고, 저하중 장수명영역에서 파괴양상이 눈썹파괴형태와 하판파괴형태의 혼합된 형태로 접합부의 여러 지점에서 응력집중을 분산시킨 것으로 판단된다.

반면 #12, #13 시험편의 경우는 상판이 상대적으로 취성인 Al-5052로서 반복피로하중 작용시 접합부의 굴곡부가 예리한 노치로 작용하여, 피로수명이 감소한 것으로 판단된다. 특히 #13 시험편의 경우 목두께 부분의 굴곡이 심하여 반복하중에 의한 피로강도가 급격히 감소하였다. 즉, 상판이 연성인 SPCC인 경우는 노치효과 감소로 인한 응력집중이 완화되므로 피로강도가 우수한 반면 취성인 Al-5052인 경우는 노치효과에 의해 응력집중이 증가하고 균열 발생 및 진전이 바로 이 노치부에서 일어나 피로강도가 감소됨을 확인하였다. 따라서, 이종재료접합의 경우 가능한 한 상대적으로 강도와 연성이 우수한 재료를 펀치 측으로 하여 접합하는 것이 피로강도면에서 우수하며, 이 경우는 동종재료끼리 접합한 것과 비교할 때 피로강도면에서 대등하였다.

현재까지는 기계적 프레스 접합부의 피로강도에 대한 이론적인 평가식은 제시되어 있지 않다.<sup>(5-6)</sup>

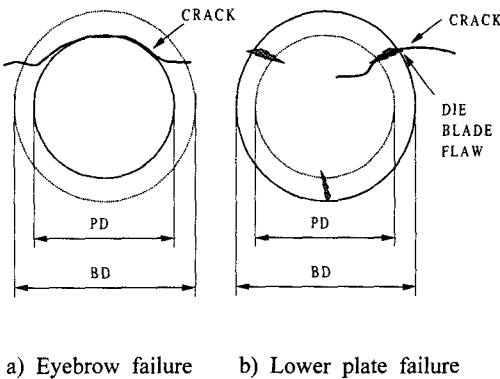


Fig. 11 Failure modes in fatigue test

Table 5 Fatigue test results of tensile-shear spot welded specimens

Specimen	Material	Mech. properties			Specimen width (mm)	Sheet thickness* (mm)	Nugget diameter (mm)
		$\sigma_y$ (MPa)	$\sigma_{ult}$ (MPa)	E.L (%)			
Ref. No.1	SPCC	193	329	50	40	0.8-0.8	5.0
Ref. No.2	SPCC	242	326	42.4	50	0.8-0.8	4.8
Ref. No.3	SPCC	242	326	42.4	50	0.8-0.8	4.8
Ref. No.4	SPCE	182	310	45.8	50	0.8-0.8	5.0
Ref. No.5	SPCE	182	310	45.8	50	0.8-0.8	6.4

\* upper sheet - lower sheet

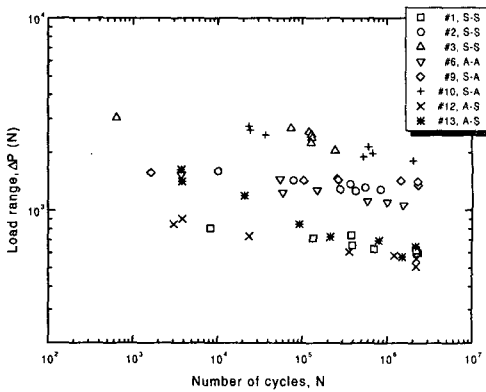


Fig. 12 Applied load range vs. number of cycles for mechanical press joints

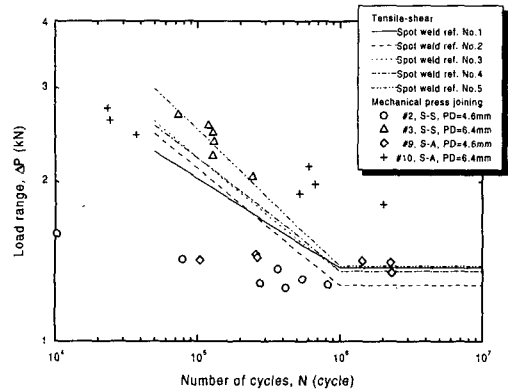


Fig. 14 Load range and number of cycles for tensile-shear spot welded and mechanical press joints (The lines represent spot weld results in Table 5)

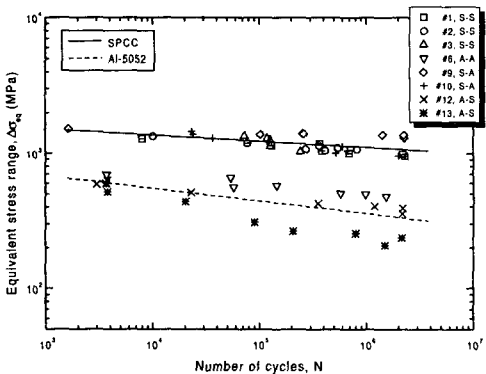


Fig. 13 Equivalent stress range vs. number of cycles for mechanical press joints

따라서 앞서 정적강도 평가에 사용한 등가 응력 ( $\sigma_{eq}$ )을 이용하여 기계적 프레스 접합부의 피로 강도를 평가하여 Fig. 13에 나타내었다.

등가응력을 사용한 결과 상판 재료에 따른 피로수명 평가가 가능하다. 그러나 기하학적 형상 및 재료의 성질 등에 관계없이 통일적인 평가를 하기에는 부족하다. 이것은 균열선단에서의 응력 및 피로균열 진전거동과 접합과정 중 자연적으로 발생하는 노치에 대한 고려가 미흡하여, 다양한 종류의 시험편에 대한 통일된 적용 및 평가가 이루어지지 못한 것으로 판단된다.

#### 4.4 점용접 강도와와의 비교

본 연구는 효과적인 이종재료 접합방법의 하나인 기계적 프레스 접합방법에 대한 신뢰성 평가를 위하여 수행되었으며, 점용접부의 접합강도<sup>7-9)</sup>와 비교 평가<sup>(5-6)</sup>함으로써 점용접의 한계점을 극복하고 새로운 박판 접합 기술로서 자동차 산업 등의 적용 가능여부를 평가하고자 한다.

Fig. 14는 판두께 0.8 mm로 점용접된 냉간압연 강판의 피로실험 결과<sup>(10)</sup>와 동종재료 및 이종재료로 접합된 기계적 프레스 접합부의 피로실험 결과를 비교한 것이다. 펀치직경(PD)이 6.4 mm로 접합된 동종재료인 #3과 이종재료인 #10은 피로강도면에서 점용접보다 우수하며 펀치직경이 4.6 mm로 접합된 #2, #9의 경우는 점용접부의 피로강도와 대등한 관계를 보였다.

기계적 프레스 접합부의 정적강도는 점용접부의 30%정도밖에 미치지 못하나 피로강도면에서 점용접부와 대등한 강도를 보이는 것도 있다. 정적강도 대 피로강도의 비를 비교<sup>(9)</sup>하면 점용접부는 30%를 못 미치나<sup>(10)</sup> 기계적 프레스 접합부는 80%를 상회하는 것도 있다

이상과 같이 기계적 프레스 접합의 정적강도는 점용접에 비해 취약하나, 피로특성이 우수하므로 피로강도면에서는 점용접과 대등하였다. 점용접은 열영향부에서 경도값이 급격히 변화하며 용융부 가장자리 즉 너겟선단이 예리한 노치이므로 응력집중으로 인하여 피로균열이 빠르게 진전하고 또한, 저항열을 이용한 용접이므로 너겟주위에 잔류응력이 분포하게 되고 피로균열진전에 많은 영향을 준다.<sup>(11-12)</sup> 이에 반하여 기계적 프레스 접합은 열영향이 없고 상호 기계적인 접합으로서 특히, 접합강도를 좌우하는 상판이 강도와 연성이 좋은 재료일수록 피로하중 작용시 응력집중이 완화되어 피로수명이 길어진다.

실 구조물 제작시 점용접에서는 타점간 일정거리 이상을 유지하지 않으면 용융부로 흐르는 유효전류의 변동으로 양호한 접합이 이루어지지 않게 되는 분류효과(shunt effect)등으로 타점 수에 제한을 받게 된다. 또한 정적강도 대 피로강도의 비가 약 25%정도밖에 되지 않아 타점을 늘려도 피로강도가 크게 향상되지 않는 반면 기계적 프레스 접합의 경우 정적강도 대 피로강도의 비가 평균 약 60%정도로 타점 수를 늘릴수록 피로강도가 크게 향상될 것으로 판단된다.

## 5. 결 론

(1) 최대접합강도, 부하강성, 소성한계, 제하강성등으로 나타낼 수 있는 기계적 접합부의 정적특성은 부하방식, 펀치직경, 판의 조합, 상·하판 두께의 접합조건에 따라 다양하게 변화한다.

(2) 기계적 프레스 접합부의 인장-전단 정적강도는 파괴모드를 고려한 등가응력에 의해서 명확한 강도평가가 가능하다.

(3) 기계적 프레스 접합부의 인장-전단 강도는 기하학적 형상비에 따라 파괴모드가 변화한다. 즉,  $NT/e$ 는 0.3,  $NT/t_1$ 은 0.5를 기준으로 파괴모드가 결정되며, 동일 재료, 동일 두께를 상판으로 사용하여 접합한 경우 분리파괴형태(pull-out fracture mode)로 파단되는 것이 판통파괴형태(interface fracture mode)로 파단되는 경우보다 더욱 우수한 접합강도를 나타내었다.

(4) 기계적 프레스 접합부의 접합강도는 상판의 재료성질 및 기하학적 형상이 결정적인 영향을 미치므로 이종재료 접합시 상대적으로 강도 및 연성이 좋은 재료를 상판으로 하여 접합하는 것이 우수한 정적강도 및 피로강도를 나타내었다.

(5) 기계적 프레스 접합의 정적강도는 점용접에 비하여 취약하나 피로강도면에서는 점용접과 대등할 정도로 피로특성이 우수하다.

## 참고문헌

- (1) 손병천, 우승엽, 이재범, 최용범, 장희석, 1996, "이종재료(알루미늄합금-강판)의 저항 점용접에 관한 연구," 대한용접학회지, 제15권, 제4호, pp. 268~288.
- (2) Larsson, J. K., 1994, "Clinch Joining - A Effective Joining Technique for Body - In - White Assembly," *Advanced Technique & Processes, IBEC'94*, pp. 140~145.
- (3) Muraski, S. J., 1990, "American Autos in the Clinch," *Machine Design*, pp. 48~54.
- (4) Gao, S. and Budde, L., 1994, "Mechanism of Mechanical Press Joining," *Int. J. Mach. Tools Manufact.*, Vol. 34, No. 5, pp. 641~657.



- (5) Sawhill, J. M. Jr. and Sawdon, S. E., 1983, "A New Mechanical Joining Technique for Steel Compared with Spot Welding," *SAE Paper* 830128.
- (6) Krause, A. R. and Chernenkoff, R. A., 1995, "A Comparative Study of the Fatigue Behavior of Spot Welded and Mechanically Fastened Aluminum Joints," *SAE Paper* 950710.
- (7) 송삼홍, 김부동, 1984, "점용접부의 파괴거동과 응력분포," 대한기계학회논문집, 제8권, 제3호, pp. 224~231.
- (8) Kurath, P., 1992, "Multiaxial Fatigue Criteria for Spot Welds," *SAE Paper* 920668.
- (9) Davidson, J. A. and Imhof, E. J. Jr., 1983, "A Fracture Mechanics and System-Stiffness Approach to Fatigue Performance of Spot-Welded Sheet Steels," *SAE Paper* 830034.
- (10) Abe, H., Kataoka, S., and Satoh, T., 1986, "Empirical Formula for Fatigue Strength of Single-Spot-Welded Joint Specimens under Tensile-Shear Repeated Load," *SAE Paper* 860606
- (11) Davidson, J. A., 1983, "A Review of the Fatigue Properties of Spot-Welded Sheet Steels," *SAE Paper* 830033.
- (12) 권용우, 권순용, 박석완, 1997, "차체용 알루미늄판 접합부 피로특성," 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집, pp. 983~987.

부 록

과단모드별 등가응력식에 대한 유도과정은 다음과 같다.

i) 관통과단형태(Interface failure mode)

① 전단응력( $\tau$ )

전단응력이 작용하는 목두께 부분의 단면을 Fig. A-1에 나타내었다.

$$\text{Area} = 2\pi r_m t \quad I = \frac{1}{2} J_0 = \pi r_m^3 t$$

$$Q = \int_0^\theta dQ = \int_0^\theta (t)(r_m d\beta)(r_m \cos \beta) = t r_m^2 \sin \theta$$

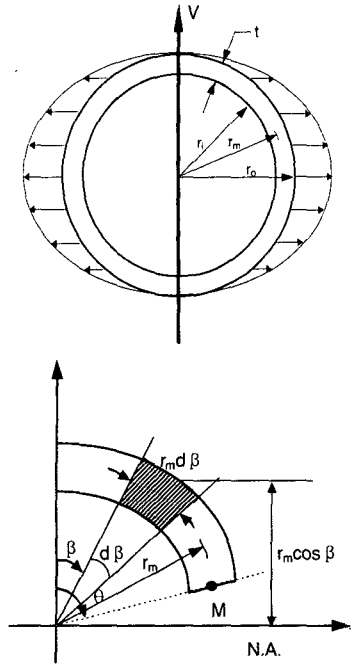


Fig. A-1 Model of equivalent stress for interface failure mode (shear)

$$\tau_M = \frac{VQ}{It} = \frac{V \sin \theta}{\pi r_m t} \tag{a}$$

$\tau_{\max} \Rightarrow \theta = 90^\circ$  에서 발생하므로

$$\tau_{\max} = \frac{V}{\pi r_m t} = \frac{2V}{A}$$

$\tau_{\min} \Rightarrow \theta = 0^\circ$  에서 발생하므로

$$\tau_{\min} = 0$$

$$r_m = \frac{PD + NT}{2}, \quad t = NT \text{ 이므로 식(a)는}$$

다음과 같다.

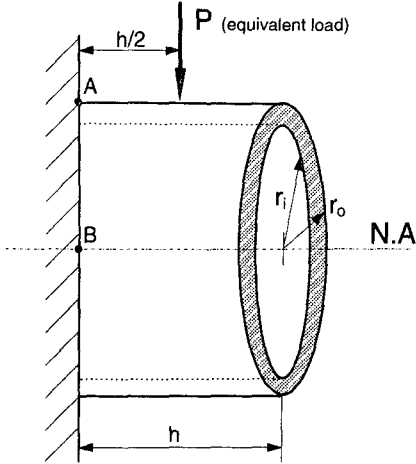
$$\tau_M = \frac{V \sin \theta}{\pi \left( \frac{PD + NT}{2} \right) NT} \tag{b}$$

② 모멘트에 의한 굽힘응력( $\sigma$ )

굽힘응력이 작용하는 접합부의 형상을 Fig. A-2에 나타내었다.

$$I = I_1 - I_2 = \frac{\pi(r_o^4 - r_i^4)}{4} \quad M = \frac{1}{2} Ph$$

$$\sigma = \frac{My}{I} = \frac{2Phy}{\pi(r_o^4 - r_i^4)} \tag{c}$$



$r_i$  : Inner radius(punch radius)  
 $r_o$  : Outer radius(punch radius+neck thickness)  
 $h$  : Height of contact region

**Fig. A-2** Model of equivalent stress for interface failure mode (bending)

$\sigma_{max} \Rightarrow A$ 점 ( $y=r_o$ ) 에서 발생하므로

$$\sigma_{max} = \frac{2Phr_o}{\pi(r_o^4 - r_i^4)}$$

$\sigma_{min} \Rightarrow B$ 점 ( $y=0$ ) 에서 발생하므로

$$\sigma_{min} = 0$$

$$r_o = \frac{PD}{2} + NT, \quad r_i = \frac{PD}{2} \text{ 이므로}$$

식 (c)는 다음과 같이 나타내어 진다.

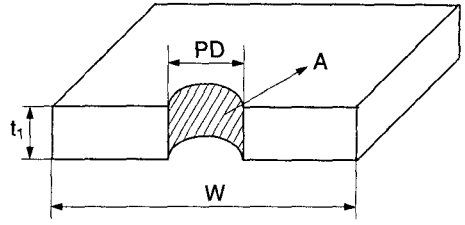
$$\sigma = \frac{2Phy}{\pi \left[ \left( \frac{PD}{2} + NT \right)^4 - \left( \frac{PD}{2} \right)^4 \right]} \quad (d)$$

( $y$  : 중립축으로부터 임의지점까지의 거리)

식 (b)와 식 (d)를 Von Mises Theory에 의해 합성하면 등가응력은 다음과 같이 정리된다.

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{2\sigma^2 + 6\tau^2}$$

굽힘응력식에서의  $y$ 는 0부터  $r_o$  까지, 그리고 전단응력식에서의  $\theta$ 는  $0^\circ$  부터  $90^\circ$  까지이므로 두 가지 변수의 모든 값을 대입하여 최대가 되는 위치는 Fig. A-1에서 도우넛형의 면적 중  $\theta$ 가  $90^\circ$  인 점이다. 따라서 수직응력 성분( $\sigma$ )은 0이



**Fig. A-3** Model of equivalent stress for pull-out failure mode

되어 등가응력은 다음과 같다.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{3}\tau_{max} = \frac{\sqrt{3}V}{\pi \left( \frac{PD+NT}{2} \right) NT}$$

ii) 분리파단형태(Pull-out failure mode)

모재 파단시 작용하는 수직응력과 굽힘응력에 대한 모델을 Fig. A-3에 나타내었다. 이것은 균열이 버튼 앞 모재에서 발생하여 파단에 이르는 경우이다.

① 수직응력 ( $\sigma_{axial}$ )

$$\sigma_{axial} = \frac{P}{A} \quad (P:작용하중) \quad A = \frac{\pi \cdot PD}{2} \cdot t_1$$

따라서,  $\sigma_{axial} = \frac{2P}{\pi \cdot PD \cdot t_1} \quad (e)$

② 굽힘응력 ( $\sigma_{bend}$ )

$$\sigma_{bend} = \frac{My}{I} \quad M = Pe \quad I = \frac{Wt_1^3}{12}$$

따라서  $\sigma_{bend} = \frac{Pe y}{Wt_1^3} = \frac{12Pe y}{Wt_1^3} \quad (f)$

하중이 중립축에 작용하고 있다고 가정하면,

$$y = \frac{t_1}{2} \text{ 에서 } \sigma_{bend} = \frac{6Pe}{Wt_1^2} \quad (f)$$

식 (e)와 식 (f)를 Von Mises Theory에 의해 합성하면

$$\begin{aligned} \sigma_{eq} &= \frac{2P}{\pi \cdot PD \cdot t_1} + \frac{6P \cdot e}{W \cdot t_1^2} \\ &= \frac{2P \cdot (W \cdot t_1 + 3\pi \cdot e \cdot PD)}{\pi \cdot PD \cdot W \cdot t_1^2} \end{aligned}$$