Journal of the Korean Society of Safety, Vol. 29, No. 3, pp. 1-7, June 2014
Copyright@2014 by The Korean Society of Safety (pISSN 1738-3803) *All right reserved.*
http://dx.doi.org/10.14346/JKOSOS.2014.29.3.001

냉간압연강 판재 기계적 접합부의 십자형 인장 하중하에서의 피로강도

김종봉 · 김택영* · 강세형* · 김호경†

서울과학기술대학교 기계 · 자동차공학과 · *서울과학기술대학교 자동차공학과 대학원

(2013. 10 3. 접수 / 2014. 5. 7. 채택)

Fatigue Strength Evaluation of Mechanical Press Joints of Cold Rolled Steel Sheet under Cross-Tension Loading

Jong-Bong Kim · Taek-Young Kim* · Se-Hyung Kang* · Ho-Kyung Kim†

Department of Mechanical and Automotive Engineering, Seoul National University of Science and Technology

*Graduate School, Seoul National University of Science and Technology

(Received October 3, 2013 / Accepted, May 7, 2014)

Abstract : In this study, for the evaluation of the static and fatigue joining strength of the joint, the geometry of the cross-tension specimen was adopted. The specimens were produced with optimal joining force and fatigue life of the clinch joint specimens was evaluated. The material selected for use in this study was cold rolled mild steel (SPCC) with a thickness of 0.8 mm. The maximum tensile load was 708 N for the specimen with single point. The fatigue endurance limit (=42.6 N) per point approached to 6% of the maximum tensile strength at a load ratio of 0.1, suggesting that the joints are vulnerable to cross-tension loading during fatigue. Compared to equivalent stress and maximum principal stress, the SWT fatigue parameter and equivalent strain can properly predict the current experimental fatigue life. The SWT parameter can be expressed as $SWT = 2497.5 N_f^{-0.552}$.

Key Words : cold rolled mild steel, cross-tension, fatigue strength, mechanical press joint, SWT fatigue parameter

1. 서 론

현재까지는 승용차 차체의 접합 방법이나 산업 분야에 강으로 된 부분을 접합하는 방법 중에 가장 보편화된 방법으로 점용접 접합 방법이 널리 사용되고 있다. 점용접부는 접합이 용접점에 국한되어 있기 때문에 외부 하중을 받았을 때 피로균열이 발생하는 원인이 된다. 또한 알루미늄과 철을 점용접을 하면 취성의 금속간 화합물이 발생하여 신뢰성 있는 용접 연결부를 얻을 수 없다. 이러한 이유들로 인해 최근에는 강판과 알루미늄의 이종재료에 대한 대체 접합방법 중 하나로 기계적 프레스 접합(mechanical press joining) 방법이 관심을 받고 있다.

1980년대에 개발된 기계적 프레스 접합은 점용접 보다 에너지 소모가 적고, 코팅된 판재나 접착제와 함께 사용이 가능하다. 또한 이종 재료 및 연성이 있는 평면 재료를 별도의 고정용 부품 없이 작은 공기압과 전기적인 힘만으로 접합이 가능하다[1]. 따라서 현재 기계적 프레스 접합 방법은 자동차 제작사인 BMW, 재규어, 아우디 등에서 차체에 적용하고 있다.

지금까지 기계적 접합에 대한 많은 연구는 주로 정적강도 및 유한요소해석을 통한 성형방법[2]을 중심으로 진행되어 왔으며 접합부의 피로 강도에 대한 연구도 일부 발표되었다. 예를 들어 Carboni 등[3]은 기계적 접합부의 인장-전단 시험편에 대한 피로거동을 연구하였다. 이들 결과에 따르면 피로한도는 최대 강도의 50%로 점용접부의 최대강도대비 피로강도보다 높다고 발표하였다. 한편 Sawhill 등[4]은 기계적 접합부의 정적인장강도는 점용접부에 비하여 매우 낮으나 점용접부의 너겟 부위가 매우 날카로운 균열과 같은 거동을 하나 기계적 접합부는 이에 해당하는 부위가 균열처럼 예리하지 않아 결과적으로 장 수명 피로 구간에서는 점용

† Corresponding Author : Ho-Kyung Kim, Tel : +82-2-970-6348, E-mail : kimhk@seoultech.ac.kr
Department of Mechanical & Automotive Eng. Seoul National Univ. of Sci. Tech. 232 Gongneung-ro, Nowon-gu, Seoul, 139-743, Korea

접부의 피로강도에 접근한다고 발표하였다. 이 등[5]은 냉간압연강판 기계적 접합부의 인장-박리 하중하에서의 피로강도를 평가하였다. 피로수명 10^6회를 기준으로 피로강도가 정적강도를 기준으로 8%에 해당하는 값으로 기계적 접합부가 인장-박리하중하에서 매우 취약함을 보고하였다. 지금까지의 기계적 접합부의 접합 및 피로강도는 주로 인장-전단 및 인장-박리하중에서 수행되었으며 십자형 인장(cross-tension) 하중에 대한 연구는 거의 전무한 상태이다. 또한 기계적 프레스 접합은 접합부의 피로 내구성 확보차원에서 피로강도에 대한 연구가 필요한 상태이다.

따라서 본 연구에서는 가장 일반적인 자동차 차체 재료인 냉간 압연강판를 이용하여 기계적 프레스로 접합한 십자형 인장 시험편을 제작하였다. 제작된 시험편에 대하여 정적 및 피로시험을 실시하여 강도를 평가하였다. 또한 냉간압연강판 기계적 접합부의 피로강도를 평가하는 적절한 매개변수를 제안하고자 한다.

2. 시험편 제작 및 실험 방법

본 연구에서 기계적 프레스 접합부 시험편 제작을 위하여 자동차 차체 외장재로 주로 적용되고 있는 냉간 압연강판의 일종인 두께 0.8 mm의 SPCC를 사용하였다. 참고로 SPCC는 JIS규격으로 탄소성분이 0.12% 이하를 함유한 두께 1mm 이하의 냉간 압연강판이다. 시험편 제작을 위한 접합방법 및 접합부의 단면은 참고문헌[5]와 동일하다. 한편 십자형 인장 시험편 형상은 Fig. 1과 같다.

십자형 인장 시험편의 경우 인장 저항력이 낮아 접합부가 1점일 경우 피로실험을 실시할 경우 제어 하중이 매우 낮아 유압서보 피로시험기의 하중 제어에 어려움이 있어 최종적으로 Fig. 1과 같이 4개의 접합부로 된 시험편을 제작하였다. 이때 4점의 접점에 의한 피로강도에서의 상호작용은 없는 것으로 가정하였다. 그리고 최적의 접합하중을 구하기 위한 조건으로 1개의 접합부에 대한 인장실험을 실시하였으며 최고의 인장력을 보여주는 펀치하중으로 제작하여 피로시험편을 제작하였다. 피로시험은 Fig. 2와 같이 십자형 시험편의 하판부의 양끝 그립부를 고정하고 상판부의 양끝 그립부를 고정한 상태에서 인장하중을 가하는 방식으로 수행을 하였다. 응력비(=최소하중/최대하중)은 0.1로 5 Hz의 정현파형의 반복 하중을 일정하게 가하여 수행하였다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1. 접합부 최적 펀치 작용하중

기계적 접합부의 십자형 인장 시험편을 이용한 접합강도는 치수 즉, 판의 두께, 펀치 직경 등의 요소들과 실제 시험편 제작시의 펀치에 작용하는 작용하중의 크기에 따라 변화한다. 본 연구에서는 인장강도 측면에서 최적의 펀치 작용하중을 결정하기 위하여 1점의 접합부에 대한 펀치 작용하중을 변화시키면서 각각의 시험편을 이용하여 인장실험을 실시하였다.

Fig. 3은 상·하판 모두 SPCC 판재를 사용하고 펀치 작용하중에 대한 십자형 인장 시험편의 인장 접합강도를 나타낸 그래프이다. 펀치 작용하중에 대한 최대 접합강도는 펀치작용하중이 50 kN ~ 70 kN 구간에서 선형에 가깝게 비례하나 그 후에는 펀치 작용하중이 증가하여도 접합강도는 큰 변화가 없는 것을 알 수 있다. 펀치 작용하중에 대한 접합정도를 관찰한 결과 50 kN 이후부터 접합정도가 양호한 것을 알 수 있다. 특히 펀치 작용하중이 74 kN 이상인 경우 거시적으로 상

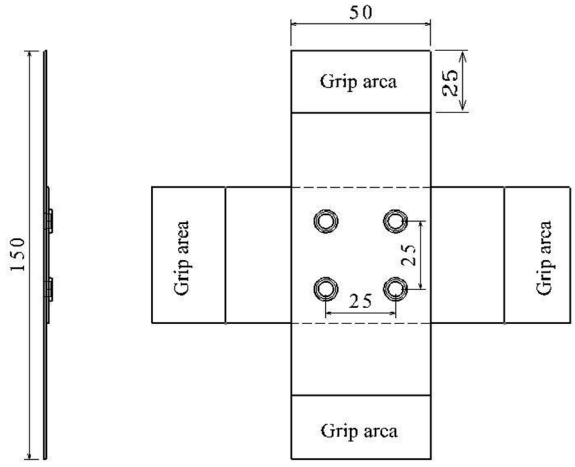


Fig. 1. Configuration of the cross-tension specimen.

Fig. 2. Tensile and fatigue testing grips with the cross-tension specimen

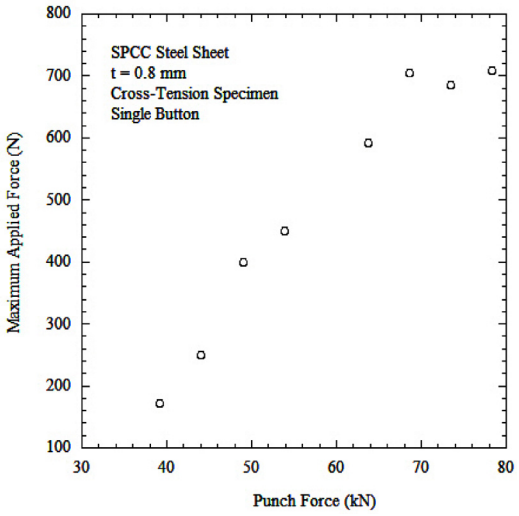


Fig. 3. The maximum tensile load as function of the punching force for SPCC specimens.

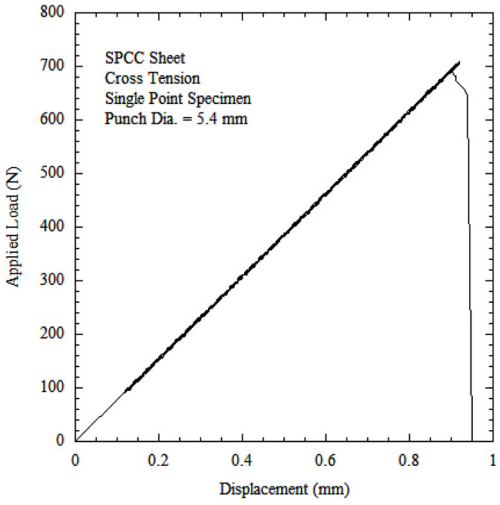


Fig. 4. Tension applied load-displacement of the cross-tensile specimen with one button.

판과 하판의 틈새가 거의 없는 것으로 나타났다. 인장 실험 결과 펀치 작용하중은 하중이 증가하면 인장하중도 증가하고 74 kN 이후에는 다시 감소하는 것으로 나타나 정해진 판 두께(= 0.8 mm) 와 펀치직경(= 5.4 mm) 에서의 SPCC 시험편에 대한 최적의 펀치 작용하중은 74 kN 으로 나타났다. Fig. 4는 1 점의 버튼으로 이루어진 기계적 접합부에 대한 인장실험을 실시한 그래프로 708 N 에서 급격히 분리 파단이 발생하는 것을 알 수 있다. 최종적으로 피로실험을 위한 십자형 인장 시험편은 모두 74 kN 의 펀치 작용하중을 적용하여 4 점의 접합부로 제작하였다.

Fig. 5는 펀치 작용하중을 74 kN으로 제작한 4점의 접합부로 구성된 시험편을 3 mm/min 의 속도로 인장

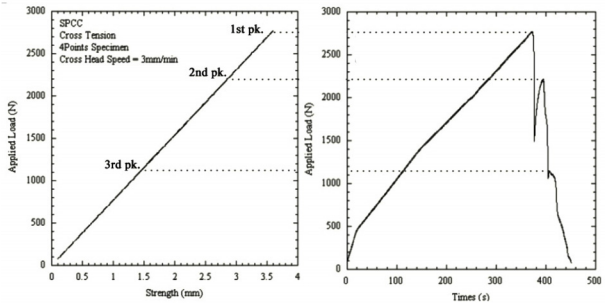


Fig. 5. Tensile applied load against displacement of the cross-tensile specimen with four buttons

실험을 실시하여 인장 작용하중과 변위를 나타내고 있다. 이 실험 결과 2787 N에서 정점을 이루고 4개 가운데 1개의 접점부가 분리 파단되며 급격히 하중이 저하한 후에 시험기에서 가해지는 변위증가로 다시 하중이 증가하여 2213 N에서 또 하나의 접합부가 파단 됨을 알 수 있다. 마지막으로 1134 N의 작용하중에서 정점을 이루며 급격히 하중이 0이 됨을 알 수 있다. 인장 시험편의 경우 버튼이 4개이며 1점당 강도가 708 N 임을 고려할 경우 최대 하중이 2816 N일 것으로 예상되나 실제 2787 N으로 접합부간의 상호작용은 거의 없는 것으로 판단된다. 1134 N에 해당하는 값은 약간 분리가 이루어진 2개의 접합부가 거의 동시에 분리파단 되어 그래프 상에 정점이 3개로 나타난 것으로 판단된다.

3.2. 접합부의 피로 수명 평가

Fig. 6은 접합하중이 74 kN으로 제작된 시험편의 접합부 한점당 하중진폭과 수명과의 관계를 나타낸 그래프이다. 동일한 재료에 동일한 다이로 제작되어 인장-박리 하중 조건에서 피로 시험한 결과[5]를 추가하였다.

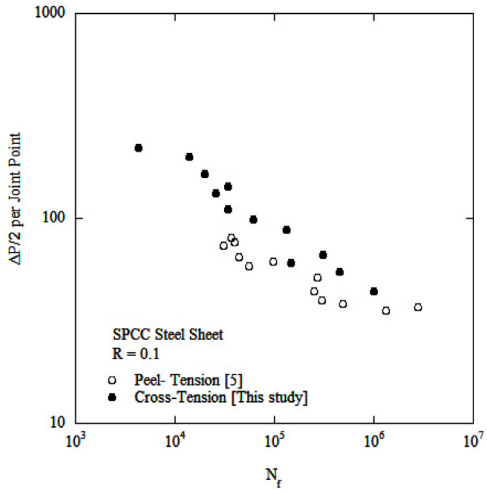


Fig. 6. Load amplitude per point against number of cycles for the SPCC cross-tension specimen.

Table 1. Summarized fatigue testing results.
(I: interface fracture, P: pull-out fracture)

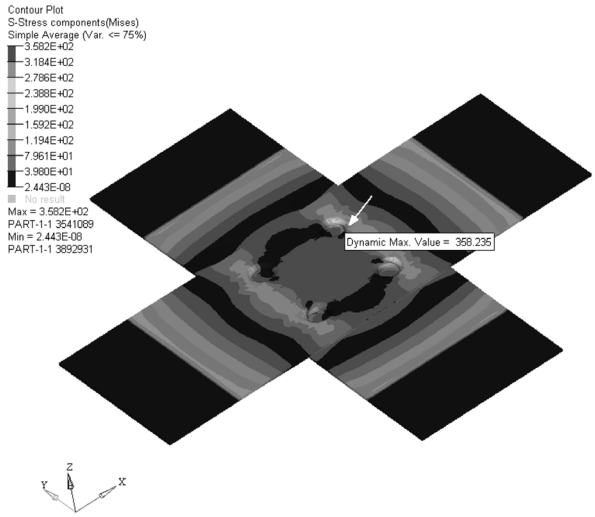
Max. P (N)	Nf	Failure Type
1960	4,291	2I+2P
1764	14,036	2I+2P
1470	20,132	3I+1P
1274	33,859	2I+2P
1176	26,127	3I+1P
980	34,565	3I+1P
882	61,468	3I+1P
784	132,518	4I
588	306,849	3I+1P
539	147,386	4I
490	453,788	4I
392	1,012,685	Non

피로 한도에 해당하는 하중 진폭이 10^6 cycle 기준으로 42.6 N으로 1점에 대한 최대 접합하중이 708 N이므로 최대 접합하중에 대한 피로한도 폭은 약 6%로 나타났다. 이는 전단력이 가해지지 않은 순수 인장력만으로는 피로한도가 매우 낮은 것을 알 수 있다. 또한 인장-박리 하중에 비하여 피로강도가 약간 높은 것으로 나타났다.

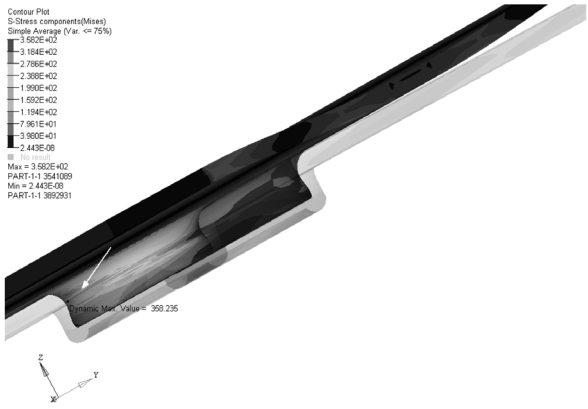
일반적인 기계적 접합부의 파단 형태는 관통 파단(interface failure mode) 형태와 분리 파단(pull-out failure mode) 형태로 나뉜다. 관통파단은 목두께 부분에서 균열이 발생하여 그 면을 따라 균열이 발생하고, 그 면을 따라 균열이 전파되어 파단이 발생하는 형태이며, 분리파단은 버튼위 상판 모재에서 균열이 발생하고 이후 취약한 목두께 주변을 따라 전파하면서 접합부 버튼의 상·하판이 분리되는 형태이다. 인장실험에서는 분리파단 형태만 나타난 것과는 다르게 피로 시험에서는 두 가지 형태를 모두 보여주고 있다. Table 1은 피로 시험 결과를 요약한 표로 작용하중과 사이클에 대해서 관통 파단 형태와 분리 파단 형태가 몇 개씩 이루어졌는지를 요약한 표이다. 예로 2I+2P는 접합점 4개 가운데 2개는 관통파단으로 2개는 분리파단으로 파단이 발생하였음을 의미한다. 이 표에서는 저하중 영역으로 갈수록 분리 파단 형태보다는 관통 파단 형태가 많아지는 것을 알 수 있다.

3.3. 접합부의 구조해석

본 연구에서는 십자형 인장 시험편에 관하여 실제 실험에 적용한 하중의 응력진폭에 해당하는 하중인 1960 N ~ 392 N 범위에서 시험편에 작용하여 구조해석을 수행하여 응력 및 변형률분포 등을 분석하였다. 유한요소해석을 위하여 전후처리기로는 HyperMesh (ver. 7.0)를 문제풀이 프로그램 (solver)으로는 ABAQUS (ver. 6.6)를 사용하였다. 접합부의 요소는 HEXA 요소 (C3D8)와 PENTA 요소 (C3D6)를 사용하여 모델을 구성하였다. 접촉(contact) 해석을 위하여 master-slave 기법을 적용하였으며 이때 상판과 하판과의 접합부의 마찰계수는 0.2를 적용하였다. 해석에는 SPCC 인장 시험편의 인장 실험을 통하여 구한 선형-비선형 가공경화 선도 데이터를 적용하였다. 하중 조건은 실험방법과 동일하게 하판의 그립부를 구속부분을 구속하고 상판의 그립부에 인장하중을 가하였다.



(a)



(b)

Fig. 7. (a) Von Mises stress distribution and (b) detail of von Mises stress distribution of the cross-tension specimen under an applied load amplitude of 176.4 N.

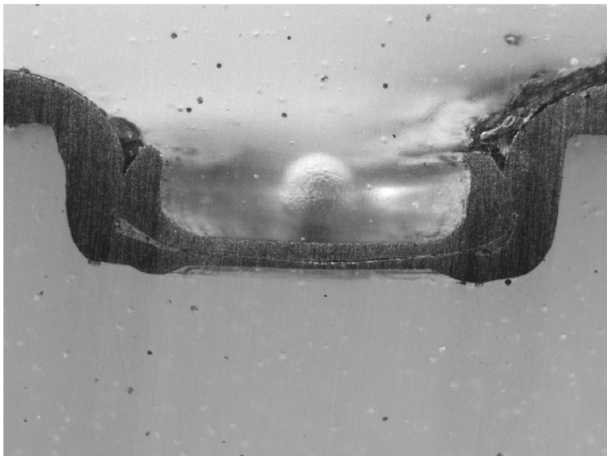


Fig. 8. Fatigue fractured cross-section of the cross-tension specimen under an applied load amplitude of 176.4 N .

Fig. 7(a) 및 (b)는 응력비 0.1상태에서 피로한도에 해당하는 176.4 N의 하중이 작용시 4점으로 구성된 십자형 시험편의 응력해석 결과들이다. Fig. 7(b)는 접합부 위치에서의 von Mise 응력분포를 나타낸 결과이다. 최대응력 위치는 두 상하 재료가 접촉하고 있는 버튼과 버튼 중간으로 접합부의 가장 얇은 위치인 상판 목위의 버튼 안쪽 표면에 나타났다. 이 위치는 Fig. 8과 같이 피로실험에서 목에서 발생한 균열이 관찰된 위치와 일치한다. 하중 176.4 N이 작용시 최대응력은 358.2 MPa로 나타났다.

3.4. 피로수명예측

하중진폭은 인장-박리, 인장-전단, 십자형 시험편과 같이 다른 형상의 시험편의 피로수명들을 상관시키는 매개변수로 적당하지 않다. 따라서 다양한 기하학적 인자들을 통합할 수 있는 응력이나 변형률과 같은 표준화된 매개변수를 적용하여 피로수명을 평가하는 것이 필요하다. 본 연구에서는 다양한 피로매개변수를 적용하여 본 연구 실험 결과와 동일한 재료에 대하여 다른 연구에서 발표된 인장-박리 시험편의 연구 결과[5]를 포함시켰다.

유효응력과 유효변형률은 일반적으로 복잡한 형상으로 이루어진 부품의 피로수명을 평가하는데 사용하는 관계로 적용을 시도하였다. 또한 하중이 가해지는 기계적 접합부가 다축응력상태이므로 다축응력 상태에서의 피로수명 예측에 적용되는 SWT (Smith - Watson - Topper) 피로매개변수[6]를 적용하였다. SWT 피로매개변수는 다음과 같다.

$$\sigma_1^{\max} \cdot \frac{\Delta\epsilon_1}{2} = \frac{(\sigma_f')^2}{E}(2N_f)^{2b} + \sigma_f'\epsilon_f'(2N_f)^{b+c} \qquad (1)$$

여기서 $\Delta\epsilon_1/2$는 균열이 발생하는 위치에서의 최대주변형률진폭이며 $\sigma_1^{\max}$는 최대주변형률이 발생하는 면에서의 최대응력이다. 그리고 σ_f', ϵ_f'는 각각 피로강도계수, 피로연성계수이며 b와 c는 피로강도지수 및 피로연성지수이다. E는 탄성계수, $2N_f$는 피로수명이다. 식(1)의 좌측 항은 기계적 접합부의 피로수명을 예측하는 매개변수로 적용이 가능하다.

유한요소해석 결과를 토대로 작용하중진폭을 von Mises응력, 유효변형률, SWT 피로매개변수로 변환한 후에 피로수명의 항으로 그래프를 작성하였다. 이때 본 연구와 동일한 재료에 대하여 다른 연구에서 발표

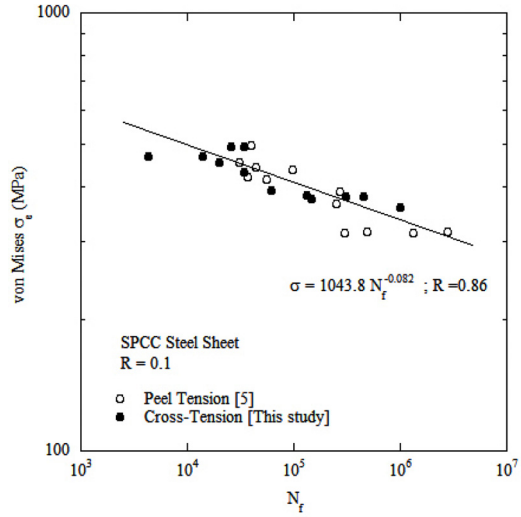


Fig. 9. Fatigue life as a function of equivalent stress amplitude for the cross-tension specimens, including other data on the peel-tension specimens[5].

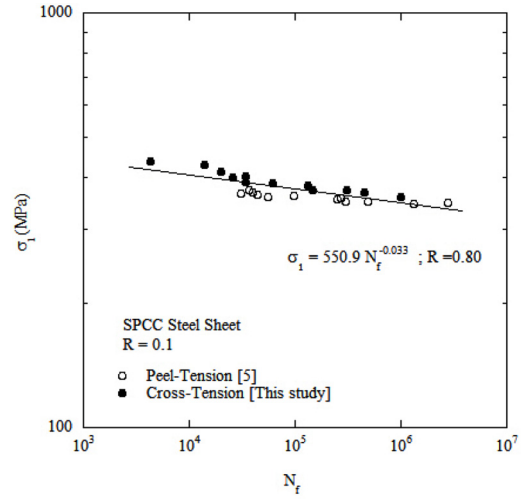


Fig. 10. Fatigue life as a function of maximum principal stress amplitude for the cross-tension specimens.

된 인장-박리 시험편의 결과[5]에 대하여 구조해석을 수행하여 포함시켰다. Fig. 9, 10, 11, 12는 각각 von Mises 응력, 최대 주응력, 유효변형률, SWT 피로매개변수 항으로 표현한 그래프이다. 이들 그래프를 통하여 von Mises 응력과 최대 주응력은 상대적으로 상관관계 계수(R)가 각각 0.86, 0.80으로 유효변형률, SWT 피로매개변수에 비하여 낮은 것으로 나타났다. SWT 피로매개변수가 0.92로 가장 높았으며 유효변형률의 경우 상관계수가 0.91로 높게 나타났다. SWT 피로 매개변수로 본 연구에서 수행한 십자형 인장 시험편과 동일한 재료의 기계적 접합부의 피로수명은 다음과 같은 식으로 표현이 가능하다. $SWT = 2497.5 N_f^{-0.552}$

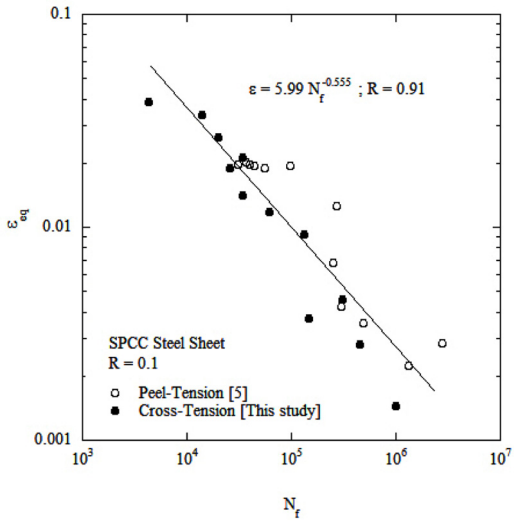


Fig. 11. Fatigue life as a function of equivalent strain amplitude for the cross-tension specimens.

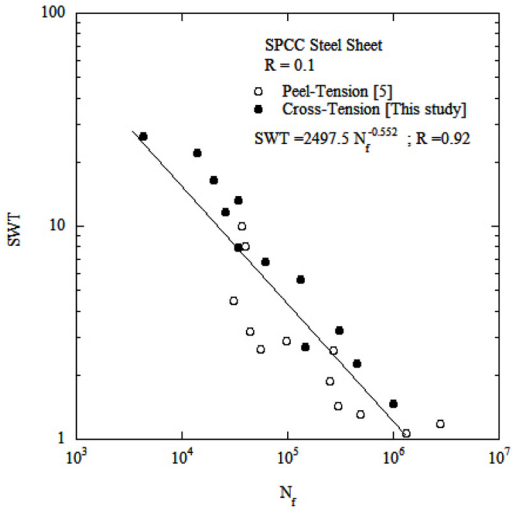


Fig. 12. Fatigue life as a function of SWT parameter for the cross-tension specimens.

따라서 기계적 접합부의 피로수명을 평가하기 위해서는 von Mises 응력이나 최대 주응력보다는 유효변형률이나 SWT 피로매개변수를 적용하여 평가하는 것이 바람직하다고 판단된다. 그러나 기계적 접합부의 피로수명을 평가하기 위해서는 인장-전단과 같은 다양한 하중 조건과 이종재료의 접합부와 같은 다양한 조건에서의 피로실험 데이터를 확보하여 이들 매개변수의 유효성을 평가하는 것이 추후 필요하다.

4. 결 론

본 연구에서 기계적 프레스 접합부의 제작 시에 요구되는 최적의 작용하중을 결정하고 신뢰성 확보 차원에서 접합부의 피로 강도를 평가하기 위하여 십자형 인장 시험편을 제작하여 정적 인장 실험과 피로 실험을 수행하였다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 본 연구에 사용된 판 두께와 펀치직경으로 상 · 하판 모두를 두께 0.8 mm의 SPCC 판재로 접합 시 인장강도 측면에서 최적의 펀치작용하중은 74 kN으로 나타났다.

2. 기계적 접합부의 인장 시험 시 모두 접합부 버튼이 상·하로 분리되는 분리파단 형태를 나타냈으며, 4점에 대한 최대 인장하중은 2787 N 이었다.

3. 1 점에 대한 피로한도 하중 진폭이 10^6 cycle 기준으로 42.6 N으로 1 점에 대한 최대 접합하중이 708 N 임을 고려할 경우 최대 접합하중에 대한 피로한도 폭은 약 6%로 나타났다.

4. von Mises 응력이나 최대 주응력보다 유효변형률, SWT 피로매개변수가 수명예측에 적합하며 SWT 피로매개변수의 경우 본 연구에서 수행한 십자형 인장 시험편과 동일한 재료의 기계적 접합부의 피로수명은 다음과 같은 식으로 표현이 가능하다. $SWT = 2497.5 N_f^{-0.552}$

감사의 글: 이 연구는 서울과학기술대학교 교내연구비의 지원으로 수행되었습니다.

References

1) S.J. Muraski, “American Autos in the Clinch”, Machine Design, pp. 48~54, 1990.
2) R. Davies, R. Pedreschi, B.P. Shiha, “The Shear Behavior of Press-Joining in Cold-Formed Steel Structures”, Thin-Walled Struct. Vol. 25, pp. 153~170, 1996.
3) M. Carboni, S. Beretta and M. Monno, “Fatigue Behavior of Tensile-Shear Loaded Clinched Joints”, Eng. Fract.

Mech. Vol. 73, pp. 178~190, 2006.

4) J. M. Sawhill and S. E. Sawdon, “A New Mechanical Joining Technique for Steel Compared with Spot Welding”, SAE paper. 830128, pp. 1~2, 1983.

5) M. S. Lee, J. M. Park, T. Y. Kim and H. K. Kim, “Peel-Tension Fatigue Strength of Mechanical Press Joints of Cold Rolled Steel Sheet”, Journal of the Korean Society of Safety, Vol. 27, No. 5, pp. 42~148, 2012.

6) R. N. Smith, P. Watson and T.H. Topper, “A Stress – Strain Function for the Fatigue of Metals”, J. Mater. Vol. 5, No. 4, pp. 767~778, 1970.