

# CT형 점용접 이음재의 피로설계에 관한 연구

백 승 엽\*†

\*서일대학 자동차과

## A Study on Fatigue Design of CT-Type Spot Welded Lap Joint

Seung Yeb Baek\*,†

\*Dept. of Automotive, Seoil University, Seoul 131-702, Korea

†Corresponding author : sandos7@kornet.net

(Received February 2, 2010 ; Revised February 16, 2010 ; Accepted February 24, 2010)

### Abstract

Stress distribution and deformation on the CT-type(Cross Tension type) spot welded lap joint subjected to out of plane tensile load were investigated by finite element method. Using the maximum principal stresses at the nugget edge obtained by FEM analysis, evaluated the fatigue strength of the CT-type spot welded lap joints having various dimensions and materials. and also, the influence of the geometrical parameters of CT-type spot welded lap joints on stress distribution and fatigue strength must be evaluated. thus, in this paper,  $\Delta P-N_f$  curve were obtained by fatigue tests. Using these results,  $\Delta P-N_f$  curve were systematically rearranged in the  $\Delta\sigma-N_f$  relation with the hot spot stresses at the CT-type spot welded lab joints. It was found that the proposed  $\Delta\sigma-N_f$  relation could provide a more reasonable fatigue design criterion for the CT-type spot welded lap joints.

Key Words : Tensile shear load, Spot welding, Nugget, Stress concentration, Fatigue strength, Maximum stress

### 1. 서 론

자동차 차체는 프레스(press) 성형된 2~3장의 얇은 강판을 조합해서 점용접 등의 부분접합에 의하여 조립되고 있다. 점용접은 다른 접합수단에 비해 생산성이 우수하며, 모재의 변질과 변형이 적기 때문에 자동차차체 제작에서 필수 불가결한 수단이 되고 있다. 주행 중 차량의 자중 및 탑승자 또는 화물에 의한 하중은 차체의 각 요소에 그대로 전달되며, 요소에 전달된 하중은 결합부위인 점용접 점이 분담하게 되어 점용접 점 너깃 단(nugget edge)에는 응력이 집중된다. 또한 점용접에 의해 반 폐쇄단면으로 접합된 차체골조에는 역시 점용접에 의해 얇은 외판이 불연속적으로 접합되는데, 이는 연비절감을 위한 차체중량을 감소시키고 차체 변형에너지를 증대시켜 충돌 시 탑승자의 손상을 감소시키는 반면, 차체의 구조적강성을 저하시키는 문제점이 있다.

따라서, 도로상황의 개선에 의해 차체에 가해지는 정하중과 동하중이 감소된다 하더라도, 차체의 각 부는 상당히 가혹한 응력상태에 놓이게 됨으로 인해, 차체 내·외 강판으로 주로 사용되고 있는 냉간압연 고 장력 강판이라 하더라도 피로하중에 대한 강도가 비교적 낮아 점용접 구조의 내구성이 용접부 피로강도에 의해서 결정되는 경우가 적지 않다<sup>1-3)</sup>. 그런데 점용접이음재의 피로강도 평가에 관한 연구결과들을 보면, 대부분  $\Delta P-N_f$  관계로 제시한 경우가 많은데, 이러한 경우 시편의 재질과 기하학적 형상에 따라 피로강도의 분산 폭이 커지기 때문에, 차체설계에 필요한 통일적이고 정량화된 설계기준을 설정하기 매우 어렵다는 문제가 제기되어 왔다<sup>4)</sup>. 이러한 문제점을 개선하고자, 지금까지 점용접부 너깃 단 최대응력(maximum stress)을 이용한 피로강도 평가법이 개발되어 점용접이음재의 기하학적 인자가 통일적으로 고려된 설계기준이 제시되어왔다<sup>5)</sup>.

따라서, 본 연구에서는 자동차 및 철도차량의 박판

구조물 재료로 사용되는 SPCC, SPCE, SPHE 판재의 CT형 점용접 이음재의 각종 형상과 크기를 갖는 시험편의  $\Delta P-N_f$  관계를 용접부 너깃단의  $\Delta\sigma-N_f$  관계인 최대 주응력으로 재정리함으로써 통일적이고 합리적인 피로강도평가와 피로설계기준 설정이 가능한가를 검토하고자 하였다.

2. 유한요소법에 의한 변형과 응력분포해석

2.1 해석모델

CT형 점용접 이음재에 면 외 인장하중이 작용하면, 점용접 부위에는 면내 인장력(in-plate tensile force)이 작용하게 되어, 박판 특유의 변형을 야기한다<sup>6)</sup>. 피로균열은 일반적으로 부하 측 내 표면 너깃 단에서 발생 및 성장하여 외 표면으로 나타나기 때문에, 내 표면 너깃 단 주위의 응력분포와 변형상태를 해석하는 것은 피로균열발생 기구를 파악하는데 매우 중요하다<sup>6-7)</sup>.

따라서, 본 연구에서는 자동차의 차체재료로서 Table 1과 같은 기계적 성질을 적용한 몇 가지 판재의 점용접 이음재에 대한 피로해석을 목적으로, Fig. 1과 같이 대표적인 점용접 이음형태인 2L 형(2 Sheets lapped type)을 기본으로 하는 시뮬레이션 모델(simulation model)을 Table 2와 같이 다양하게 제작하여 90°의 CT형으로 점 용접한 너깃 단 주위의 응력과 변형해석을 수행하였다. 시편의 치수는 Fig. 1과 같이 적용하였으며, 판의 중첩으로 인한 오프셋(offset)의 영향을 고려하기위해 JIS Z3138 (method for fatigue testing for spot welded joint)에 의거하여 실제적인 3차원 유한요소해석 모델을 작성하였다. 각 모델의 상·하 평판의 요소분할은 동일하게 Fig. 2와 같이 모델링하였으며 시편의 상·하 판재 두께는 Table 2와 같이 하였고, 너깃 부 직경은 5.0~10.3 mm로 모델링 하였다. 그리고 각 시편의 상·하·좌·우의 대칭성을 고려하

Table 1 Chemical composition and mechanical properties of specimen (Wt. %)

Mechanical properties					
Material	Y.S.(MPa)	T.S.(MPa)	El.(%)		
SPCC	165	307	47		
SPCE	183	319	45		
SPHE	233	379	37		
Material	Chemical composition (wt. %)				
	C	Si	Mn	P	S
SPCC	0.04	0.01	0.25	0.01	0.009
SPCE	0.036	0.01	0.24	0.01	0.007
SPHE	0.05	0.01	0.25	0.01	0.008

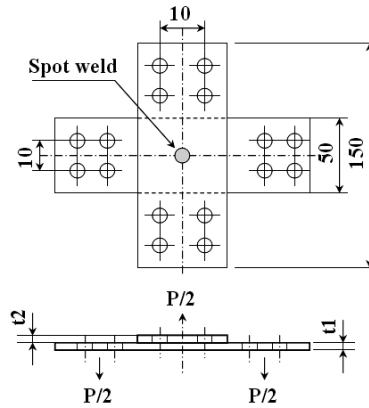


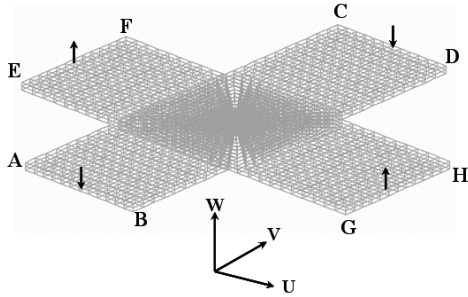
Fig. 1 Simulated model of CT-type spot welded lap joint(unit : mm)

Table 2 Specimen types for evaluation of stress distribution and fatigue strength

Name	Material		Lapped type (plate thickness)		Nugget Diameter (mm)
	Upper	Lower	Upper	Lower	
1-1-CT	SPCC	SPCC	0.8	0.8	Ø5.0
2-1-CT	SPCE	SPCE	0.8	0.8	Ø5.0
2-2-CT	SPCE	SPCE	0.8	0.8	Ø5.0
2-3-CT	SPCE	SPCE	1.4	1.4	Ø5.0
2-4-CT	SPCE	SPCE	1.0	1.0	Ø5.0
2-5-CT	SPCE	SPCE	1.0	1.0	Ø5.5
2-6-CT	SPCE	SPCE	1.4	1.4	Ø6.0
2-7-CT	SPCE	SPCE	1.6	1.6	Ø8.0
3-1-CT	SPHE	SPHE	2.6	2.6	Ø10.3

여, 시편의 양단에 가해진 정적 인장하중이 직경의 수 mm 점 용접부에 전단력으로 전달될 수 있도록 유한요소해석의 경계조건을 Fig. 2의 경우같이 모든 시편에 동일하게 설정하였다. 한편, 하중이 너깃 중심으로부터의 편심에 의한 모멘트 성분이 작용할 수 있으므로, 이를 제거하기 위해 너깃의 중심 및 대칭인 요소의 절점을 고정하고 하중 작용방향으로 강제 변위를 주어 하중을 가하였다.

용접 너깃 부는 8절점 육면체 요소를 적용하였으며, 너깃부에 해당하는 상·하 평판의 내 표면 절점을 동일 절점으로 하여 너깃을 작성하고, 너깃 부 두께는 이음재 전체 두께가 되도록 하였다. 그리고, 용접부 너깃은 점용접 과정에서 야기되는 발열(heat generation)에 의한 열 변형과 전극 가압력에 의한 소성변형으로 모재와는 상이한 기계적 성질을 지닌다. 따라서, 유한요소해석 시 너깃부에 대한 탄성계수(Young's modulus) 등의 기계적 성질을 모재와 달리해야 타당하나, 너깃



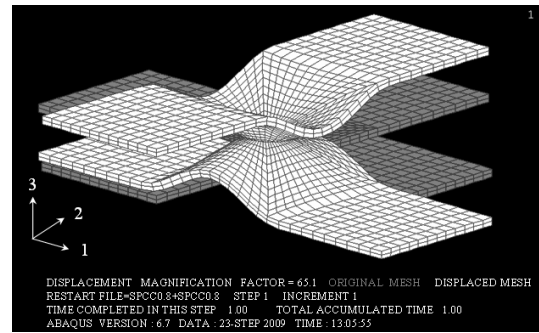
Boundary condition :  
 U=0 : sides AB and CD  
 V=0 : sides EF and GH  
 U, V and W=0 : center of the nugget

Fig. 2 3D FEM analysis model

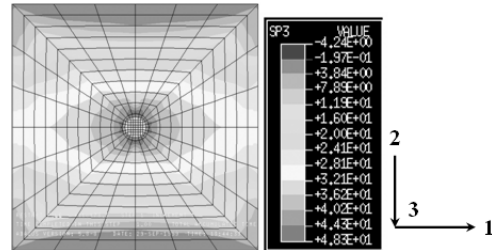
직경이 수 mm의 점상이기 때문에 실제로 너깃부의 기계적 성질을 정량적으로 직접 측정하기가 매우 어렵다. 따라서 유한요소해석 시 너깃부의 탄성계수를 모재와 동일하게 해석하더라도 너깃 단 주위의 전체적인 응력 분포에는 큰 영향이 없음을 밝힌 연구결과<sup>5)</sup>를 바탕으로, 본 연구에서는 모재와 등가인 탄성계수 값(200 GPa)을 용접 너깃부에 입력하여 해석하였으며, 너깃 단에서의 최대응력(maximum stress)의 발생위치를 면밀히 관찰 할 수 있도록 너깃 단 주위의 요소를 1mm 크기로 세밀하게 분할하였고, 해석에 사용된 요소는 3차원 육면체 요소(solid element)로서 각 이음형상별 요소 수, 절점 수는 21,164 개의 요소와 24,922 개의 절점으로 구성하였다. 유한요소해석에 사용된 모델링과 탄·소성해석 프로그램은 IDEAS 11nx와 ABAQUS 6.7을 사용하였다.

2.2 해석결과

Fig. 3은 두께( $t_1-t_2$ ) 0.8 mm-0.8 mm, 너깃직경( $d_n$ ) 5.0 mm의 경우, SPCC+SPCC, SPCE+SPCE의 점용접 이음재에 면의 인장하중이 가해졌을 때의 변형과 용접부 너깃 주위의 응력분포를 예시한 것이고, Fig. 4는 두께( $t_1-t_2$ ) 1.2 mm-0.8 mm, 너깃직경( $d_n$ ) 5.0 mm의 경우, SPCE+SPCE의 점용접 이음재에 면의 인장하중이 가해졌을 때의 변형과 용접부 너깃 주위의 응력분포를 예시한 것이다. Fig. 3은 면의 굽힘 변형이 지배적으로 나타나고 있으나, 인장하중에 의해 발생하는 최대응력은 동일한 위치에서 발생 했으며, 최대응력 값은 SPCC와 SPCE 모두 큰 차이가 없으므로 분석되었다. 또한, 너깃 단 주위는 매우 복잡한 형태의 변형을 보이고 있으며 이러한 영향으로 너깃 주위에는 응력집중현상이 나타나고 있음을 알 수 있다.

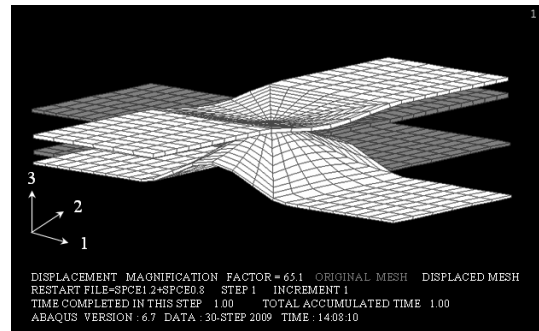


(a) Deformation of [SPCC(0.8)+SPCC(0.8),  $\phi$ 5.0] spot welded lap joint subjected tensile load

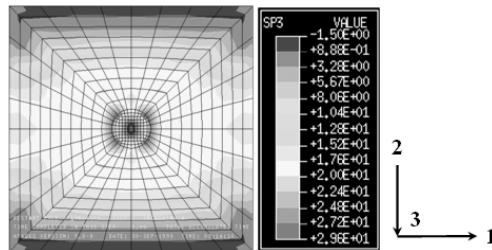


(b) Stress distribution around the nugget on the inner surface

Fig. 3 Stress distribution around the nugget of CT type spot welded lap joint subjected to tensile load [SPCE(0.8)+SPCE(1.2),  $\phi$ 5.0]



(a) Deformation of [SPCE(1.2)+SPCE(0.8),  $\phi$ 5.0] spot welded lap joint subjected tensile load



(b) Stress distribution around the nugget on the inner surface

Fig. 4 Stress distribution around the nugget of CT type spot welded lap joint subjected to tensile load [SPCE(1.2)+SPCE(1.2),  $\phi$ 5.0]

Fig. 4는 이음재의 이종두께( $(t_1-t_2)$ , 1.2 mm-0.8 mm, 너깃직경( $d_n$ ) 5.0 mm의 SPCE+ SPCE에 대

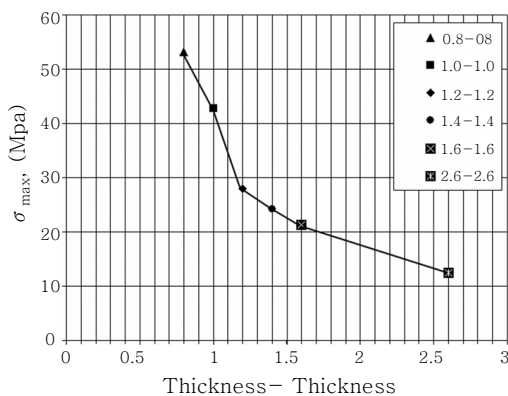
**Table 3** Maximum principle stress( $\sigma_{max}$ ) of the various welded joints

Name	Welded joints typeunit : mm)			Max principle stress $\sigma_{max}$ . (MPa)
	Material(plate thickness)			
	upper	lower	N. Dia.	
1-1-CT	SPCC(0.8)	SPCC(0.8)	Ø5.0	$\geq 542$
2-1-CT	SPCE(0.8)	SPCE(0.8)	Ø5.0	$\geq 521$
2-2-CT	SPCE(0.8)	SPCE(1.2)	Ø5.0	$\geq 495$
2-3-CT	SPCE(1.4)	SPCE(1.4)	Ø5.0	$\geq 413$
2-4-CT	SPCE(1.0)	SPCE(1.0)	Ø5.0	$\geq 417$
2-5-CT	SPCE(1.2)	SPCE(1.2)	Ø5.5	$\geq 273$
2-6-CT	SPCE(1.4)	SPCE(1.4)	Ø6.0	$\geq 237$
2-7-CT	SPCE(1.6)	SPCE(1.6)	Ø8.0	$\geq 208$
3-1-CT	SPHE(2.6)	SPHE(2.6)	Ø10.3	$\geq 122$

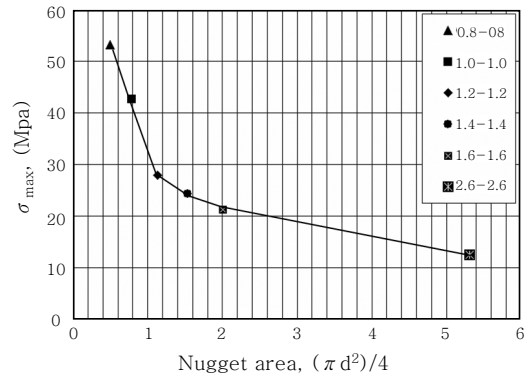
N. Dia. : Nugget Diameter

한 변형과 너깃주위의 응력분포를 나타낸 것이다. 하중이 클수록 최대응력 값은 두께가 얇은 판재 쪽에서 발생하였다. 판 두께 변화에 따른 응력집중 발생위치는 두께에 관계없이 공히 너깃 단으로 일치하나, 각각의 변형형태와 최대응력 값은 상이함을 알 수 있었다. Table 3은 기하학적 형상이 다양한 CT형 점용접 이음재의 최대응력 값을 나타낸 것이다.

Fig. 5와 같이 판 두께가 두꺼워지면 굽힘 강성(bending rigidity)이 증가하여, 굽힘 변형과 최대응력 값은 감소하는 경향을 나타내었으며, Fig. 6과 같이 너깃직경(nugget diameter)이 클수록 최대주응력(maximum principle stress) 값은 감소하는 경향을 나타내었다. 이상과 같은 최대주응력에 대한 시험의 기하학적 형상을 검토한 결과, CT형 점용접 이음재의 용접부 너깃 단의 응력분포상황은 용접 이음재의 판 두께에 대한 민감도(sensitivity)가 큰 특성을 나타내었으나, 동종 재질(similar material)과 이종 재질은 너깃 직경의 변화에 관계없이 응력집중 발생위치는 동일하게



**Fig. 5** Relationship between maximum principal stress and plate thickness



**Fig. 6** Relationship between maximum principal stress and nugget area

나타나며, 두께가 상이한 판재를 접합한 경우에는 판 두께가 얇은 쪽의 변형과 너깃 단 응력집중이 크게 발생하였다.

### 3. CT형 점용접 이음재의 피로강도평가

일반적으로 점용접 이음재의 피로강도 데이터인  $\Delta P-N_f$  관계는 판 두께, 판 폭, 겹침 길이(lapped length) 등 이음재의 기하학적 인자(geometrical factor)들과 점용접 이음재의 피로강도 데이터를 재료의 기계적 성질, 용접조건(welding condition) 등의 변화에 따른 피로강도(fatigue strength)와 피로수명(fatigue life)을 비교·평가할 수는 있으나, 데이터의 분산 폭이 너무 크기 때문에 실제 구조물 설계에 있어서 이상의 제 인자들을 종합적으로 고려한 설계기준(design criterion)을 설정하기 곤란하다.

따라서, 본 연구에서는 점용접 이음재의 용접부 너깃 단의 최대주응력으로 피로강도를 정리하면, 각종 크기를 갖는 시험편의 피로강도가 통일적으로 정리된다는 연구결과<sup>3,6)</sup>를 바탕으로 하여, CT형 점용접 이음재의  $\Delta P-N_f$  관계를 앞서 수행된 FEM 해석결과인 용접부 너깃 단 최대주응력으로 재정리함으로써 통일적이고 합리적인 피로강도평가 및 피로설계기준 설정이 가능함을 검토하였다.

#### 3.1 최대 주응력( $\sigma_{max}$ )에 의한 피로강도평가

Fig. 7은 여러 가지 기하학적 형상과 동종재 및 이종재료로 제작된 CT형 점용접 이음재들의 피로강도를 나타낸  $\Delta P-N_f$  관계이다<sup>8)</sup>. 이러한 결과는 여러 가지 피로강도에 영향을 미치는 인자들에 대한 비교·평가는 용이하나, 전체적인 데이터 분산이 크기 때문에, 여러 가지 제 인자들의 영향을 동시에 그리고 종합적으로 고

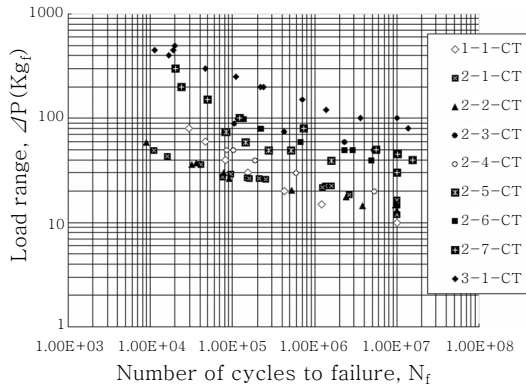


Fig. 7 Relationship between  $\Delta P-N_f$  of various specimen<sup>6)</sup>

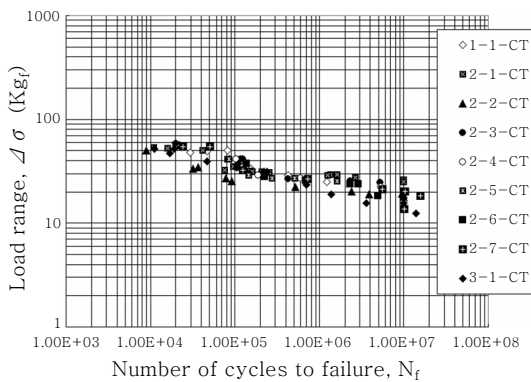


Fig. 8 Relationship between  $\Delta\sigma-N_f$  of various specimen

려하여, 차체 및 박판 구조물을 제작하기 위한 장 수명 설계기준을 설정하기에는 어려움이 있다. 그래서, 점용접에 의해 제작되는 박판 구조물의 구조적 강성과 내구성에 직접적으로 관계되는 주된 변수 중의 하나인 점용접부의 피로강도를 재평가하여 설계에 적용할 수 있는 방법이 개발될 필요가 있다.

따라서, 본 연구에서는 점용접부에서 발생하는 피로 균열은 일반적으로 점용접 이음재의 내표면 너깃 단 임을 고려하여 용접부 너깃 단에서의 응력집중에 의한 최대응력을 유한요소법으로 계산하고, 이것을 이용하여 Fig. 7의  $\Delta P-N_f$  관계를 재정리하였다. Fig. 8은 유한요소해석으로부터 계산된 용접부 너깃 단 최대주응력으로  $\Delta\sigma-N_f$  관계를 재정리하여 Log-Log 좌표계로 나타낸  $\Delta\sigma-N_f$  관계이다.  $\Delta P-N_f$  관계를 최대 주응력으로 재정리한 결과 데이터의 분산 폭이 상당히 감소됨을 알 수 있었다. 이는 특정크기를 갖는 점용접 이음재에 대한 S-N 관계곡선을 알고 있을 때, 이것으로부터 다른 임의의 크기를 갖는 CT형 점용접 이음재의 피로수명을 추정할 수 있음을 의미한다.

#### 4. 결 론

점용접 구조물의 수명향상을 위한 설계기준을 확립하기 위해 판재의 두께와 재질을 고려하여 점 용접한 CT형 이음재에 면외 인장하중이 작용하는 경우, 응력분포를 수치 해석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 너깃직경과 두께변화에 따른 응력분포상황은 판 두께에 대해서 매우 민감하나, 응력집중 발생위치는 너깃직경과 판 두께에 관계없이 일정하다. 그리고 각각의 변형형태와 최대응력 값은 판 두께가 두꺼울수록, 너깃직경이 클수록, 굽힘 변형과 최대응력 값은 감소한다.

2) 두께와 기계적 성질이 상이한 경우, 판 두께가 얇은 쪽에서 변형과 너깃단의 응력집중이 크게 발생하였고, 피로강도의 경우 너깃직경보다 재료의 두께가 더 직접적인 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

3)  $\Delta P-N_f$  선도를 용접부 너깃 단 최대주응력  $\Delta\sigma-N_f$  관계로 정리하면, 기하학적 인자와 재료의 기계적 성질을 종합적으로 고려한 통일된 피로설계기준을 설정할 수 있을 것으로 판단되며, CT형 점용접 이음재의 피로 한도는 약 10~20 MPa정도로 평가되었다.

#### 참 고 문 헌

- Bae, D. H. : Fracture Mechanical Fatigue Strength Evaluation of A Single Spot Welded Lap Joint Subject to Tensile Shear Load, Journal of KSAE, **13-5**, (1991), 42-50
- 片上哲史, 順賀森 勇夫 : 自動車構造における結合剛性, 第2報 L,T,Y 形 結合構造の結合剛性, 自動車技術會 spot 銲接構造 信頼性 分科會 論文集 **43** (1990), 143-147 (in Japanese)
- Shon, I. S. : A Study on the Fatigue Design Methods and Expert System Development for thin steel Spot Welded Lap Joint, Thesis of Ph. D, Sungkyunkwan University, 1999
- Bae, D. H. : Stress Distribution and Fatigue Strength Evaluation of a Single Elliptical Spot Welded Lap Joint Under Tension-Shear Load, 일본기계학회논문집 A, **39** (1988), 98-104
- Lee, K. Y. and Kim O. H. : Stress Intensity Factor for the Cracked sheet subjected to Normal Stress and Reinforced with a plate by spot welding, KWJS, **15-1** (1997) 55-65 (in Korean)
- M. E. M. El-sayed : Fatigue analysis of spot welded joints under variable amplitude load history, Fatigue Fracture Engineering Material Structure, **55-3** (1996), 363-369
- Bae, D. H., J. E. Niisawa, and N. Tomidka : Theoretical Analysis of Stress Distribution of Single Spot Welded Lap Joint under Tension Shear Load, 日本自動車技術會 論文集, **39**, 1988
- 共同研究成果資料 : 自動車車體 スポット 銲接構造の疲勞強度と壽命 豫測, 日本自動車技術會, 1986 (in Japanese)