

용접잔류응력을 고려한 STS301L 플러그 및 링 용접부의 피로설계 자동화에 관한 연구

백 승 엽^{*†} · 윤 기 호^{**}

* 서일대학 자동차과, ** (주)삼성테크윈 책임연구원

A Study on Fatigue Design Automation of Plug- and Ring-type Gas-welded Joints of STS301L Taking Welded Residual Stress into Account

Seung yeb Baek^{*†} and Ki Ho Yun^{**}

* Dept. of Automobile Engineering Seoil Univ.,

** Powersystem Business Division Samsung Techwin

(Received December 10, 2009 ; Received June 17, 2010 ; Accepted August 12, 2010)

Key Words: Gas Welding(가스 용접), Welding Residual Stress(용접잔류응력), Heat Affected Zone(열 영향부), Stress Concentration(응력집중), Fatigue Strength(피로강도), Fatigue Design(피로 설계)

초록: 가스용접 구조물의 장 수명 피로설계기준(fatigue design criterion)을 결정하기 위해서는 정확한 응력해석과 체계적인 피로강도평가가 필요하다. 그러나 실 구조물로부터 피로설계기준을 결정하는 것은 대단히 어려우므로 구조물의 기계적·구조적 특성을 만족하는 간편 시편을 만들어서 $\Delta\sigma-N_f$ 관계를 도출하여 피로강도를 평가하고 있다. 그리고 가스용접에 의해 제작된 실 구조물의 피로설계를 위해서는 피로균열발생과 파단 기점이 되는 용접부의 용접잔류응력(welding residual stress)이 고려되어야 한다. 따라서, 본 연구에서는 플러그 및 링 가스용접 이음재에 대한 용접잔류응력을 고려하기 위해 용접 열 사이클(heat cycle)에 의한 비선형 열해석(non-linear thermal analysis)과 열 응력(thermal stress) 해석을 수행하고, 실험 치와 비교·분석하여 용접잔류응력을 고려한 응력 진폭-피로수명($(\sigma_a)_R-N_f$) 관계를 도출하여 자동적으로 피로설계기준을 제시할 수 있도록 하고자 하였다.

Abstract : This paper presents a fatigue design method for plug- and ring-type gas-welded joints, which takes into account the effects of welding residual stress. To develop this method, we simulated the gas-welding process by performing nonlinear finite element analysis (FEA) To validate the FEA results, numerically calculated residual stresses in the gas welds were then compared with experimental results obtained by the hole-drilling method. To evaluate the fatigue strength of plug- and ring-type gas-welded joints influenced by welding residual stresses, the use of stress amplitude $(\sigma_a)_R$, which includes the welding residual stress in gas welds, is proposed $(\sigma_a)_R$ on the basis of a modified Goodman equation that includes the residual stress effects. Using the stress amplitude $(\sigma_a)_R$ at the hot spot point of gas weld, the relations obtained as the fatigue test results for plug and ring type gas welded joints having various dimensions and shapes were systematically rearranged to obtain the $(\sigma_a)_R-N_f$ relationship. It was found that more systematic and accurate evaluation of the fatigue strength of plug- and ring-type gas-welded joints can be achieved by using $(\sigma_a)_R$.

1. 서 론

철도차량 차체는 압연한 고장력 강판을 성형 가공해서 외관과 보강재를 결합하여 제작 및 조립된다. 이들을 일체화하는 수단으로 전기저항 점용접(electric resistance spot welding)과 가스용접(gas welding)이 이용되고 있다.^(1,2) 따라서, 가스용접 이음부의 피로강도(fatigue strength)는 구조물의 건전성과 내구성에

직접적인 영향을 미치므로, 가스용접 구조물의 장 수명 피로설계기준(fatigue design criterion)을 결정하기 위해서는 정확한 응력해석과 체계적인 피로강도평가가 필요하다. 그러나 실 구조물로부터 피로설계기준을 결정하는 것은 대단히 어려우므로 실구조물의 기계적·구조적 특성을 만족하는 시편을 제작하여 피로강도 평가를 하고 있다.⁽³⁾ 그리고 가스용접에 의해 제작된 실 구조물의 피로설계를 위해서는 피로균열 발생과 파단 기점이 되는 가스용접부의 용접잔류응력(welding residual stress)이 고려되어야

† Corresponding Author, sandos7@kornet.net

하지만, 용접잔류응력을 고려한 피로강도평가에 관한 결과는 좀처럼 찾아보기 어렵다. 왜냐하면, 가스용접 과정에서 불가피하게 발생하는 용접잔류응력의 분포형태가 상당히 복잡하기 때문에 합리적이고 보편 타당한 결과를 도출하기 어렵다.⁽⁴⁾

따라서, 본 연구에서는 플러그 및 링 가스용접 이음재에 대한 잔류 응력을 고려한 피로설계 방법을 도출하고자 하였다. 먼저 가스용접 과정에서 용접 열사이클(heat cycle)에 의한 비선형 열해석(non-linear thermal analysis)과 열 응력(thermal stress) 해석을 수행하고, 잔류 응력 측정의 실험 치와 비교·분석하였다. 그리고 플러그와 링 타입 가스용접

이음재를 실제 용접조건으로 제작하여 피로시험을 수행하고, 피로하중범위-피로수명($\Delta P-N_f$) 관계를 얻은 후, 용접잔류응력을 고려한 응력진폭-피로수명($(\sigma_a)_R-N_f$) 관계를 도출하여 피로설계기준을 재정립하였다.

2. 용접잔류응력 해석

가스용접은 국부적으로 가해지는 아크에 의한 입열로 재료를 용융해서 접합하는 야금학적 과정(metallurgical process)이기 때문에, 용접과정에서 다양한 결함(flaw)을 가져올 수 있다. 그리고 용접이 완료된 후에는 용접부에 용접잔류응력이 남게 되는데, 이 잔류 응력은 취성파괴강도(brittle fracture strength)와 응력부식강도(stress corrosion strength) 저하 등의 원인이 된다. 따라서, 용접 구조물의 안전 설계를 위해서는 용접잔류응력을 해석하고 그 결과를 설계에 반영할 필요가 있다.

본 연구에서는 수치해석과 실험해석 방법을 수행하여 용접잔류응력을 비교·분석하였다.

Table 1 Temperature conditions for the welding residual stress analysis

Young's modulus (MPa)	Density (Kg/m ³)	C.T.E (10 ⁻⁶ /K)	Thermal conductivity (W/m·K)
Base Metal ; 18,966	7974	11.7	16.3
Joint Metal ; 21,516			

C.T.E. ; Coefficient of Linear Thermal Expansion

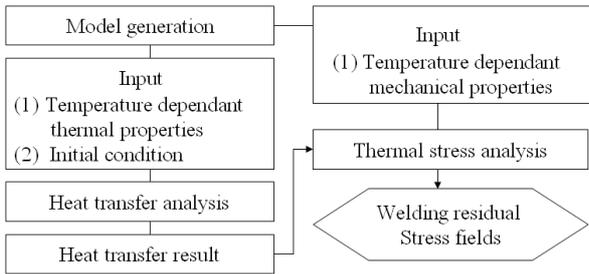


Fig. 1 Schematic diagram for the welding residual stress analysis

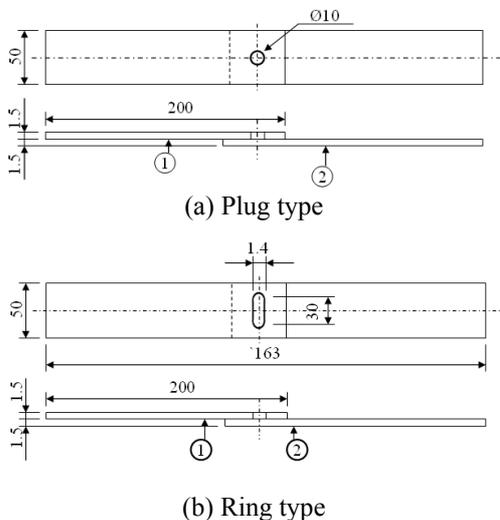
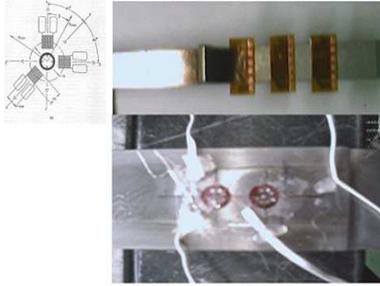


Fig. 2 Gas welded joint specimen(unit:mm)

2.1 수치해석 방법

용접잔류응력을 수치해석 하기위해 열 해석과 열 응력 해석 두 부분으로 수행하였다. 플러그 및 링 타입 모두 가스용접조건과 방법이 같으므로 동일한 3D FEA 모델로 제작하였고, FEA 모델에 사용된 재료는 철도차량 차체에 많이 사용하고 있는 SUS301L 을 적용하였다. 열전달 해석 시 경계 조건(boundary condition)은 열전달(heat transfer) 부와 방열(convection) 부의 부분으로 나누어 설정하고 방열온도조건(convection temperature condition)을 25°C, 열전달 온도를 1,450°C 로 설정하여 열전달 해석을 수행하였으며, 열 응력 해석의 경계조건은 시험편의 양끝단과 시험편의 중심 node 의 X, Y, Z 축을 고정(clamping)하여 Dflux 값을 이용해서 1 단계는 가열(Heating), 2 단계는 냉각(cooling)하여 해석을 수행하였다. 가스용접은 용융용접이므로 가열·냉각의 용접 열 사이클 동안 일어나는 재료의 상변화에 따른 성질변화와 대류(convection), 팽창, 수축등의 제 현상을 실제와 같이 재현하는 것이 타당하겠지만, 데이터를 확보하는 것이 실질적으로 매우 어렵기 때문에, 본 연구에서는 온도에 의존적인 재료성질, 즉 탄성계수(young's modulus), 항복강도(yield strength), 열팽창계수(thermal coefficient) 그리고 열전도(thermal conductivity)도 등 만을 고려하여 Table 1 에 제시한 온도조건을 적용하여 Fig. 1 의 과정으로 비선형 유한요소해석을 수행하였다.



(a) Strain gauge for micro-measurement



(b) Equipment

Photo 1 Welding residual stress measurement

2.2 실험해석방법

용접잔류응력 측정은 ASTM E837 에서 제안하고 있는 천공법(HDM ; Hole Drilling Method)에 의거 하여 수행하였다. 실험에 사용된 시편은 수치해석 에서와 동일한 재료인 스테인리스 강관을 사용하였으며, Fig. 2 에 나타난 바와 같이 시편을 제작하였다. 또한, 용접잔류응력을 측정하기 위한 실험장치는 Photo 1 과같이 밀링가이드(milling guide)를 사용하여 용접시편에 접착된 스트레인 게이지(strain gauge) 중심에 정밀하게 천공 되도록 하였고, 게이지는 06RE-120 로제트형(rossette type)을 사용하였다. 시편의 두께가 1.5mm 로 제한되어 있기 때문에 드릴작업 시 휨이나 진동에 의해 측정 데이터가 영향을 받는 문제를 고려하기 위해 밀링 가이드로 시편편을 완전 고정시킨 상태에서 120rpm 의 저속 드릴링 작업으로 정밀하게 천공하였으며, Fig. 3 과 같이 스트레인 게이지를 용접비드중심에 1 개, 5mm 떨어진 부근에 2 개, 10mm 떨어진 곳에 1 개를 부착하여 잔류 응력을 측정하였다. 측정방법은 잔류 응력을 측정할 위치의 표면을 샌드페이퍼(#1,000~1,500)로 경면 연마한 후 표면을 깨끗이 처리하였다. 그리고 홀 드릴용 3 축 스트레인 게이지를 부착하고, 게이지 중앙에 드릴위치를 고정한 후 1.5mm 깊이로 천공하면서 단계별 게이지의 변화량을 측정하였다. 경면 연마 시 잔류 응력의 소실문제와 동일한 시편편에서도 용가재 및 입열량의 편차가 존재하기 때문에 측정데이터의 신뢰성을 확보

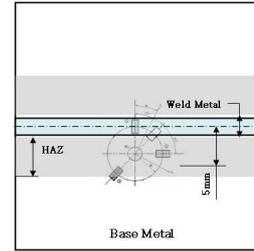


Fig. 3 Strain gauge location for the welding residual stress measurement

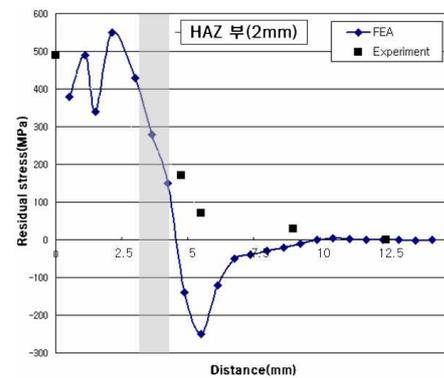


Fig. 4 Longitudinal welding residual stress distribution at the plug/ring type gas weld

하기 위해 동일 시편편을 무작위로 채취해서 동일조건인 3 회 반복시험을 수행하여 평균값을 도출하였다.

2.3 해석결과

Fig. 4 는 유한요소 해석결과를 실험해석 값과 비교한 것이다. 실험해석결과는 용접비드(weld bead) 중심에서 490MPa(인장), 용접비드 중심에서 12mm 떨어진 모재부에서 0MPa 로 나타났다.

한편, 수치해석 결과는 용접비드 중심에서 380 MPa, 열영향부(HAZ)에서 230MPa(인장), 용접 비드 중심에서 6mm 떨어진 곳에서 220MPa(압축) 의 분포를 보였다. 수치해석과 실험해석 결과들은 모두 용접비드와 열영향 부에서 높은 인장 응력이 발생하였으나, 용접비드 중심에서 6mm 떨어진 곳에서는 수치해석과 실험해석의 응력 값의 차이가 많이 발생하였다. 이것은 실험해석 시 스트레인 게이지를 부착하기 위해 표면을 경면 연마하는 과정에서 일부 잔류 응력 값이 소실되어 응력 값의 차이가 발생한 것으로 분석되었으며 수치해석의 경우에는 실제 용접과정에서 발생하는 열적·야금학적 제 현상들과 온도 의존적인 재료물성들이 일부 무시되고 고려되지 않았기 때문에 나타난 현상으로 분석되지만, 정성적

으로는 실험해석과 수치해석결과가 유사한 경향성을 나타내고 있음을 알 수 있었다. 그리고 잔류 응력의 최대 값은 용접선으로부터 거리에 따른 잔류 응력의 변화를 살펴 보기 위함으로 시험편의 길이방향으로 잔류 응력의 최대 값을 표시하였다.

3. 응력분포해석

3.1 FEA 모델

철도차량 차체 구조제작에 있어서 대표적인 용접 이음형태인 플러그 용접과 링 용접 이음재에 대한 응력분포해석을 목적으로 Fig. 5 와 같이 시뮬레이션 모델(simulation model)을 제작하였다. Fig. 5 의 (a) 플러그 용접, (b) 링 용접 이음재에 인장하중이 작용하면 용접과정에서 발생된 용접잔류응력과 외력에 의한 응력의 조합에 의해 용접부 주변에는 용접부 특유의 복잡한 응력분포를 야기한다. 따라서 이들 가스용접 이음재에 대한 응력분포와 변형을 해석하는 것은 용접부의 피로균열 발생기구를 파악하는데 매우 중요하다. 유한요소해석 모델의 재료는 철도차량 차체 재료로 사용되고 있는 STS301L 판재이고, 판재가공 시 발생할 수 있는 열처리 조건과 압연방향에 따라 4 가지 재료(LT : Low Tensile, DLT : Deadlite Tensile, ST : Special Tensile, HT : High Tensile)로 구분되며, 이 재료의 화학적 성분과 기계적 성질은 Table 2, 3 과 같다. Table 4 는 시편제작을 위한 가스용접 조건이고, Table 5 는 Fig. 2 시편형상에 따른 다양한 재료의 조합방법을 나타낸 것이다. 또한, 유한요소해석을 위한 모델 제작 시 용접금속에 대한 기계적 성질을 모재와 달리해야 타당하나, 용접금속의 기계적 성질을 정량적으로 직접 측정하기는 매우 어려우므로 본 해석에서는 유한요소해석에 있어서 용접금속의 기계적 성질인 탄성계수를 모재의 탄성계수와 동일한 입력데이터(input data)로 사용하여 해석 하더라도 용접부 주위의 전체적인 응력분포에는 큰 영향이 없음을 밝힌 연구결과⁶⁾와 용접금속은 모재에 비해 경도(hardness)와 강도(strength) 등의 기계적 성질이 상대적으로 크다는 사실을 바탕으로 용접금속의 기계적 성질인 탄성계수를 모재(ST;18,966 kg/mm²) 보다 큰 이음재인 HT 의 탄성계수(21,516 kg/mm²)를 용접부의 기계적 성질로 적용하였으며, 열 영향 부의 용접잔류응력은 고려하지 않고 응력해석 하였다.

해석에 사용된 요소는 3 차원 육면체 요소로 모델링하였고, 요소 수와 절점 수는 92,177, 69,087 개 이고, 모델링과 탄·소성해석은 상용프로그램인 IDEAS 11nx 와 ABAQUS 6.7 을 사용하였다.

Table 2 Chemical composition of the materials

STS	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	N
301L	0.03	1.0	2.0	0.04	0.03	6~8	16~18	0.2

Table 3 Mechanical properties of materials

Material	Symbol	Yield Strength (MPa)	Tensile Strength (MPa)	Elongation (%)
STS301L	LT	≥ 215.6	≥ 548.8	≥ 44
	DLT	≥ 343	≥ 686	≥ 39
	ST	≥ 411.6	≥ 754.6	≥ 34
	HT	≥ 686	≥ 931	≥ 19

Table 4 Plug and Ring type gas welding condition

Materials	STS301L	
Welding	GMAW Semi-auto robot	
Welding condition	Pass	1 Pass
	Current (A)	100~200
	Voltage range (V)	12~13
	Travel speed (cm/min)	8~10
	GAS(%)	Ar 98%
	Flow rate(1/min)	18~20
	Filler metal	AWS ER 308L

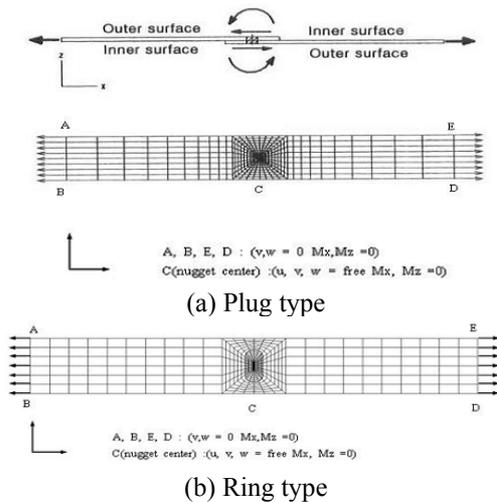
Table 5 Specimen of the various gas welded joints

Welding joint type (plate thickness)		
Plug type (① ; upper plate) (② ; lower plate)	type	① + ②
	P1	ST(1.5)+ST(1.5)
	P2	ST(1.5)+HT(1.5)
Ring type (① ; upper plate) (② ; lower plate)	P4	ST(1.5)+DLT(1.5)
	R1	ST(1.5)+ST(1.5)
	R3	ST(1.5)+HT(1.5)
	R4	ST(1.5)+DLT(1.5)

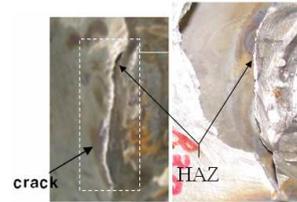
Number of specimen type ; P1, P3, P4, R1, R3, R4)

3.2 해석결과

Fig. 6(a), (b)는 플러그 용접과 링 타입 가스용접 이음재의 응력분포를 나타낸 것이다. 외력에 의한 최대주응력(maximum principle stress)은 용접부 두우(toe)와 열영향 부의 주변에서 발생하였다. 플러그 용접한 시편에 인장 하중을 가했을 때, 용접부 주변의 최대 응력 값은 ST(1.5)+ST(1.5)가 1,130MPa, ST(1.5)+HT(1.5)는 891MPa, ST(1.5)+DLT(1.5)의 경우 1,464MPa 으로 나타났으며, 링 용접 이음재의 용접부 주변에 대한 최대 응력 값은 ST(1.5)+ ST(1.5)가 1,340MPa, ST(1.5)+HT(1.5)는 1,265MPa, ST(1.5)+DLT(1.5)



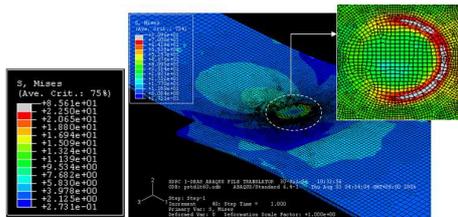
(a) Plug type welded joint



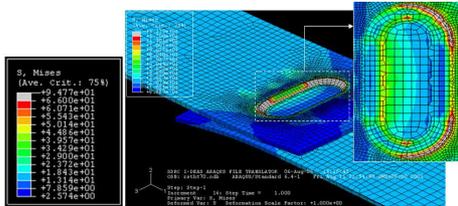
(b) Ring type welded joint

Fig. 5 3-D FEA model of plug and ring type gas welded joint for stress analysis

Photo 2 Failure location appeared on the plug and ring gas welded joints



(a) Plug type welded joint, ST(1.5)+ST(1.5)



(b) Ring type welded joint, ST(1.5)+ST(1.5)

Fig. 6 Stress distribution of plug/ring type gas welded joint

의 경우 1,720MPa 으로 평가되었다. 플러그 및 링 용접 이음재 모두 최대 응력 값은 모두 Table 3 의 기계적 성질에서 알 수 있듯이 DLT 의 인장 강도 및 항복강도가 ST 와 HT 에 비해 상대적으로 낮기 때문이다. 따라서 인장 하중에 의한 DLT 관재의 변형이 ST 와 HT 에 비해 상대적으로 커서 용접비드 단에서의 응력집중이 커졌기 때문으로 판단된다. 따라서, 각각의 용접 이음부에서의 응력분포는 유사하나 최대 응력은 부하측 용접부에서 발생하였고, 기하학적 인자(geometrical factor)들의 영향에 의해서 발생하는 최대응력은 크기와 상관없이 용접비드와 열 영향 부에서 동일하게 발생함을 알 수 있었다.

4. 용접잔류응력을 고려한 피로강도평가

피로 시험편의 형상 및 재료, 용접조건은 Fig. 2, Table 4 와 같다. 피로시험장치는 서보 유압식 피로 시험기(MTS, 용량 : 10Ton)와 자체 설계· 제작한 면압식 지그를 사용하였다. 하중의 반복속도는 30Hz 로 하고, 부하형태는 하중 비($R=P_{min}/P_{max}$)가 0 ($P_{min}=0$) 인 정현파(sine wave)로 하였다. 무한수명의 피로 한도 (fatigue limit)를 구하기 위해서 시편 종류별 인장 강도 (tensile strength)의 90%에서부터 10%씩 하중을 감소시키면서 JIS Z 2273, JIS Z 3103 에 의거 10^7 cycles 까지 피로균열이 발생하지 않는 하중으로 하였다. 그 결과 $\Delta P-N_f$ 관계에서 각 용접 이음 재의 피로강도에 대한 기하학적 인자의 영향을 비교· 평가할 수는 있었지만, 가스용접과정에서 발생된 용접부 용접금속의 야금학적 변화와 용접잔류응력의 조합된 영향으로 데이터의 분산 폭이 이음형상, 재질 등을 종합적으로 고려하여 피로설계인자를 결정하는데 지장을 줄 만큼 매우 큰 을 알 수 있었고 데이터 분산 폭이 크기 때문에 이음 형상, 재질 등을 종합적으로 고려한 피로설계기준을 결정하기는 매우 어려웠다. 그래서 이러한 문제를 개선하기 위해 Fig. 6 과 같이 응력분포 해석으로부터 얻은 용접부의 최대 주응력 σ_{max} 을 $\Delta P-N_f$ 관계로부터 재정리한 결과, 최대 주응력은 용접 지단(weld toe) 부를 포함한 용접 열 영향 부에서 발생하고 있음을 확인할 수 있었다. 그래서 응력분포 해석결과를 가지고 응력 진폭-피로수명($\Delta\sigma-N_f$) 관계를 도출하여 피로데이터를 재 정리한 결과, Fig. 7 의 결과를 도출 하였다. 피로데이터 분산이 $\Delta P-N_f$ 관계에 비해서 상당히 줄

어든 것을 확인할 수 있었으며, 이 결과로부터 가스 용접 이음형태와 각 이음 재의 기하학적 인자를 종합적으로 고려한 피로설계기준은 Fig. 7의 $\Delta\sigma-N_f$ 관계에서 무한수명에 해당하는 10^7 cycles의 피로 한도 범위인 100~200MPa 정도로 평가할 수 있었다. 이것은 여러 가지 기하학적 형상과 재질을 갖는 가스용접 이음재의 피로설계는 피로균열이 발생 및 성장하는 위치의 최대 주응력으로 피로 강도를 평가하여 설계기준을 정하는 것이 보다 효과적인 설계가 가능할 것으로 판단된다.

그러나 용접구조물 제작과정에서 용접에 의해 발생하는 용접잔류응력은 모재의 항복강도 이상의 크기를 가지는 것으로 평가되고 있다. 그리고 용접잔류응력은 용접부 균열발생의 기전력(driving force)으로 작용할 뿐만 아니라 파단면이 인장 응력이 작용하는 방향과 수직으로 형성되었으며, 파단면 부근에 소성변형이 거의 일어나지 않는 점을 보아 취성과파괴의 원인이 되는 것으로 분석되었으며, 실제 피로시험 중 용접토우(weld toe)와 열영향 경계부에서 파단이 이 일어남을 Photo 2와 같이 확인되었다. 따라서, 용접구조물 피로설계 단계에서 용접잔류응력은 반드시 고려되어야 하며, 용접잔류응력을 포함한 플러그 용접과 링 타입 가스용접 이음 재의 기하학적 형상과 재질의 영향이 고려된 종합적이고, 체계적인 피로설계기준을 도출할 수 있는 방법이 필요하다.

그래서 본 연구에서는 응력 진폭($\Delta\sigma$)을 피로균열의 발단인 hot spot에서의 최대 응력으로 정하고, 가스용접 이음부의 체계적인 피로강도평가를 위한 파라메타로써 사용하였다. 한편, 용접잔류응력은 가스용접과정에서 발생되므로, 피로강도평가를 위해서는 이를 포함한 평가가 필요하다. 그러므로 용접잔류응력을 고려한 수정된 굿맨식(Goodman 식)은 아래와 같은 식으로 수정될 필요가 있다.

$$(\sigma_a)_R = S_e \left(1 - \frac{\sigma_{mean} + \sigma_{res}}{S_u}\right) \quad (1)$$

(1) 식에 $\sigma_{mean} = \sigma_a = \frac{\sigma_{max}}{2}$ 대입하면,

$$(\sigma_a)_R = S_e \left(1 - \frac{\sigma_{max} + 2\sigma_{res}}{2S_u}\right) \quad (2)$$

- $(\sigma_a)_R$: 용접잔류응력이 포함된 응력 진폭(σ_{res})
- σ_{MAX} : 용접잔류응력을 고려하지 않은 hot spot에서의 최대 응력

Fig. 8, Fig. 9는 Fig. 7의 $\Delta\sigma-N_f$ 관계를 $(\sigma_a)_R-N_f$ 관계로 재정리한 것이다. 잔류 응력을 고려했을 때, 플러그 용접 이음재(Fig. 8)의 10^7 cycles에

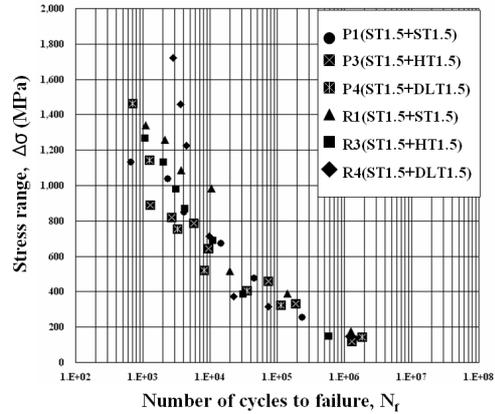


Fig. 7 $\Delta\sigma-N_f$ relation of the plug and ring gas welded joints

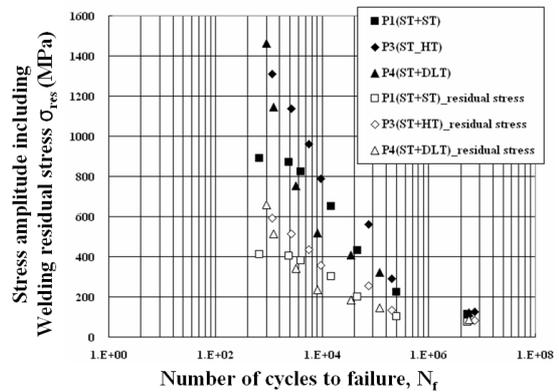


Fig. 8 $(\Delta\sigma_a)_R-N_f$ relation of plug type gas welded joints

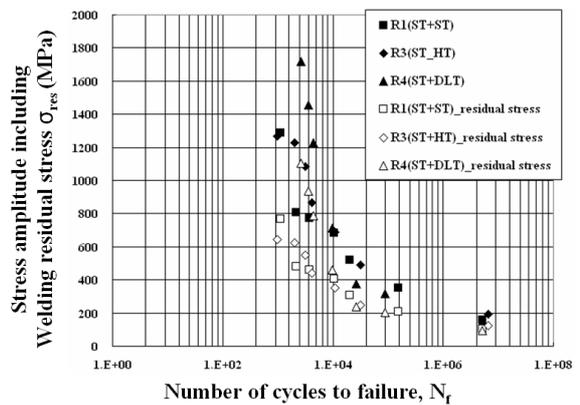


Fig. 9 $(\Delta\sigma_a)_R-N_f$ relation of ring type gas welded joints

해당하는 피로 한도는 약 88MPa 이고, 링 타입(Fig. 9)은 약 110MPa 로 평가되었으며, 잔류 응력을 고려하지 않은 경우에는 플러그 용접은 약 120MPa, 링 용접은 150MPa 으로 평가되었다. 이 값은 잔류 응력을 고려하지 않았을 때와 수정된 굿맨 식을 적용하여 잔류 응력을 고려했을 때 피로 한도 응력 값을 잔류 응력을 고려했을 때를 기준으로 백분율로 비교하면 플러그 용접은 약 36 %, 링 용접은 약 35 % 정도 낮은 값으로 평가되었다. 이것은 설계자가

용접잔류응력을 고려하지 않았을 경우, 피로설계기준을 과대평가할 수 있음을 의미한다.

5. 결 론

(1) STS301L 의 플러그 용접과 링 타입 가스용접부 용접잔류응력은 실험 치의 경우 최대 490MPa(인장), 수치해석은 380MPa(인장)이었다. 그리고 수치해석의 경우 HAZ 부에서 230MPa(인장)이고 용접비드 중심으로부터 6mm 부근에서는 220MPa(압축)이 발생하는 것으로 평가되었다.

(2) 잔류 응력을 고려하지 않았을 때, STS301L 의 플러그 용접 이음 재의 $\Delta\sigma-N_f$ 관계의 피로 한도는 약 120MPa, 링 타입은 약 150MPa 로 평가되었지만, 잔류 응력을 고려했을 때, $(\Delta\sigma)_R-N_f$ 관계에서 플러그 용접의 피로 한도는 88MPa 이고, 링 용접은 110MPa 로 평가되었다. 이값은 잔류 응력을 고려하지 않았을 경우의 값보다 플러그 용접은 36 %, 링 용접은 35% 낮게 평가된 것으로 설계자가 용접잔류응력을 고려하지 않았을 경우, 피로설계기준을 과대평가할 수 있음을 의미한다. 따라서, 설계자는 설계 시 잔류 응력을 반드시 고려하여야 한다.

참고문헌

- (1) Kang, H. T., 2005, "Fatigue Damage Parameter of Spot Welded Joints Under Proportional Loading," *IJAT*, Vol. 13, pp. 285~291.
- (2) Nam, T. H., Jung, W. S., Bae, D. H. and Shon, I. S., 2002, "Fatigue Design for SUS301L Spot Welded Multi-lap joints subjected to Tensile Shear Load," *Proceedings of the international Welding/Jointing Conference, Korea*
- (3) Bae, D. H., Cho, S. Y., Kim, C. H., Hong, J. K. and Tsai, T. L., 2002, "Numerical Analysis of Welding Residual Stress Using Heat Source Models for the Multi-pass Weldment," *KSME International Journal*, Vol. 16, pp. 1054~1064.
- (4) Kim, C. H., Cho, S. Y., Kim, B. K. and Bae, D. H., 2001, "The Effects of geometrical Shapes and Post Weld Heat Treatment on the Welding Residual Stress Distribution of Multi-welded Pipe Weld," *Journal of KWS*, Vol. 19, pp. 49~57.
- (5) Bae, D. H., 1990, "Fracture Mechanical Fatigue Strength Evaluation of A Strength Spot Welded Lap Joint Subject to Tensile Shear Load," *Journal of KSME*, Vol. 13, No 5, pp.42~50.