

STS301L 용접종류별 이음재의 피로설계에 관한 연구

백 승 엽^{*†}

*서일대학 자동차과

A Study on Fatigue Design for Welded Joint of STS301L

Seung Yeb Baek^{*,†}

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

†Corresponding author : sandos7@kornet.net

(Received December 24, 2009 ; Revised February 11, 2010 ; Accepted April 2, 2010)

Abstract

Stainless steel sheets are widely used as the structural material for the railroad cars and the commercial vehicles. These kinds structures used stainless steel sheets are commonly fabricated by using the gas welding. For fatigue design of gas welded joints such as fillet and plug type joint, it is necessary to obtain design information on stress distribution at the weldment as well as fatigue strength of gas welded joints. And also, the influence of the geometrical parameters of gas welded joints on stress distribution and fatigue strength must be evaluated. the $\Delta P-N_f$ curves were obtained by fatigue tests. Using these results, $\Delta P-N_f$ curves were rearranged in the $\Delta \sigma-N_f$ relation with the maximum stress at the edge of fillet welded joint.

Key Words : Fatigue strength, Gas welded joint, Stress concentration source

1. 서 론

자동차 및 철도차량 차체의 성형재는 모두 스테인리스 강(예를 들면, STS301L, STS304L 등)과 같은 냉간 압연한 고장력 강판을 프레스(press) 가공해서 외판과 보강재를 결합하여 차량구조물을 만든다. 이러한 제작과정에서 이들을 일체화하는 수단으로 주로 점용접과 가스용접이 이용되고 있다^{1,2)}. 용접부는 일반적으로 잘 알려져 있는 바와 같이, 용접에 의한 조직변화로 각각의 영역 내에서 용접금속, 열영향부, 모재의 기계적 거동이 다르게 나타나며 경계부근에서도 기계적 성질이 일정하지 않고 국부적으로 다르게 나타나기 때문에 외력에 의한 응력 집중원(stress concentration source)이 되는 것은 물론 용접과정에서의 입열(heat input)로 인한 성분과 조직이 변화되기 때문에 반복하중에 대한 피로강도(fatigue strength)가 모재의 피로강도보다 훨씬 떨어져서 피로균열(fatigue crack)의 발단이

되고 있다. 이러한 문제 때문에 가스용접 구조물의 내구성이 용접부의 피로강도에 의하여 결정되는 경우도 적지 않다³⁾. 따라서, 가스용접 이음재에 대한 응력분포 상황을 해석하고 피로강도를 평가하는 것은 장 수명 피로설계를 위하여 매우 중요하다. 그러나, 실 구조물로부터 피로설계기준을 결정하는 것은 대단히 어려우므로 실 구조물의 기계적·구조적 특성을 만족시키는 간략시편을 만들어서 피로강도와 내구성평가를 하여 안전설계에 적용하는 것이 일반적인 추세이다. 그러나, 이상과 같은 경향은 주로 다양한 가스용접 이음재에 대한 $\Delta P-N_f$ 관계를 기초로 한 것이 대부분이며, 이것은 시편 형상에 따른 피로수명의 비교평가는 가능하지만, 피로수명 데이터 분산 폭이 너무 크기 때문에 기하학적 인자와 역학적 인자를 동시에 고려한 설계기준을 설정하기에는 문제가 있음이 지적되어 왔다⁴⁾.

그래서, 본 연구에서는 이러한 문제점을 개선하고 가스용접 구조물의 장 수명 설계기준을 확립하기 위한 기초연구로서, 실제 자동차 및 철도차량에 적용되는 용접

이음재 가운데 대표적인 형상시편을 용접별, 재질별로 피로시험을 수행하여 피로하중범위-피로수명($\Delta P-N_f$) 관계를 도출하여 피로강도를 평가하였다. 또한 수치 해석적 유한요소법을 이용하여 용접이음재의 응력분포를 해석 한 후, 용접이음부에서 발생하는 최대주응력으로 $\Delta P-N_f$ 관계를 $\Delta \sigma-N_f$ 관계로 재정리하여 $\Delta P-N_f$ 관계와 $\Delta \sigma-N_f$ 관계를 비교·평가하였다. 이상의 결과들을 바탕으로, 다양한 가스용접방법에 대해 자동차 및 철도차량의 차체구조 설계 시 합리적이고 경제적인 피로설계의 기초정보로서 사용하고자 하였다.

2. 다양한 가스용접 이음재의 변형과 응력 분포에 대한 유한요소 해석

2.1 해석 모델

철도차량 차체구조 제작에 있어서 대표적인 가스용접 이음형태인 필렛 용접, 플러그 용접, 링 용접 이음재에 대한 응력분포해석을 목적으로 Fig. 1의 (a)(b)(c)와 같이 시뮬레이션 모델을 제작하였다. 또한, Fig. 2의 용접종류별 이음재(sort of welded joint)에 인장하중이 작용하면 용접과정에서 발생된 용접잔류응력(welding residual stress)과 외력에 의한 응력의 조합에 의해

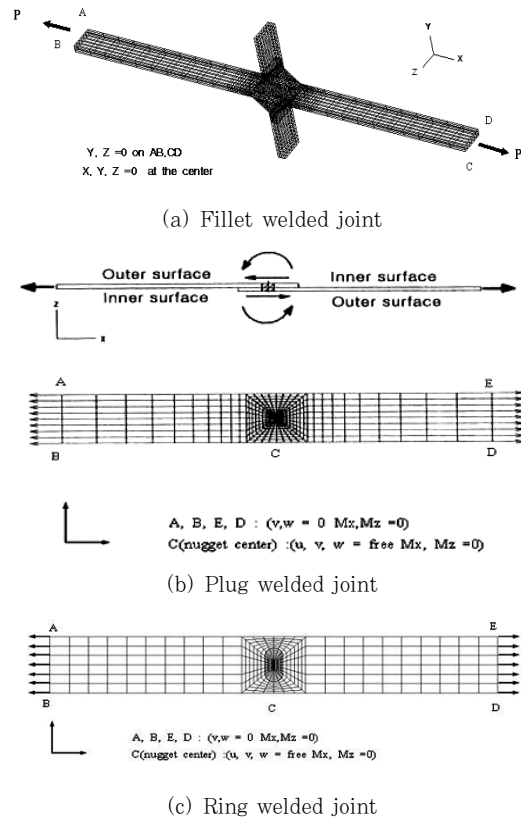


Fig. 2 3-D FEA model for stress analysis

용접부 주변에는 용접부 특유의 복잡한 응력분포를 야기한다. 따라서, 다양한 가스용접 이음재에 대한 응력 분포와 변형을 해석하는 것은 용접부의 피로균열발생 기구를 파악하는데 매우 중요하다^{5,6)}. 유한요소 해석모델의 재료는 철도차량 차체재료로 사용되는 STS301L 판재이고, 재료의 화학적 성분과 기계적 성질은 Table 1, 2와 같다. Table 3은 시편제작을 위한 가스용접조건이고, Table 4는 모재(두께)+이음재(두께)의 재료

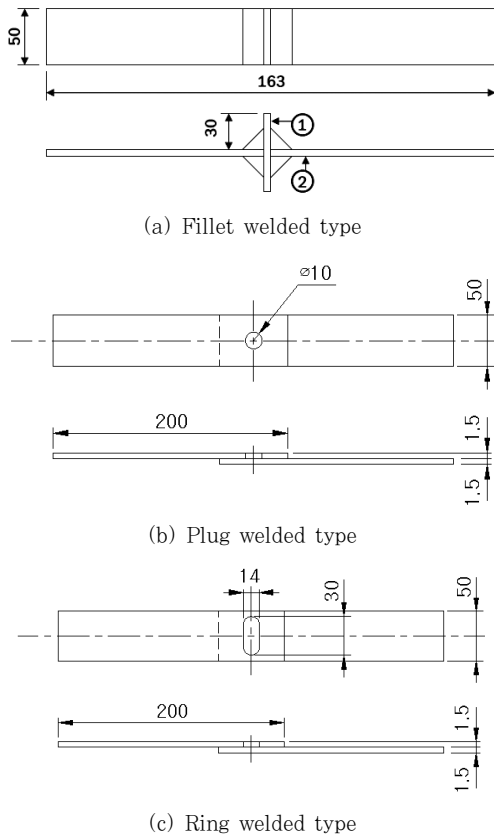


Fig. 1 Welded joint specimen(unit : mm)

Table 1 Chemical composition of materials (wt, %)

| C | Si | Mn | P | S | Ni | Cr | N |
|------|------|------|------|------|-----|-------|-----|
| 0.03 | 1.00 | 2.00 | 0.04 | 0.03 | 6~8 | 16~18 | 0.2 |

Table 2 Mechanical properties of materials

| Material | Symbol | Yeild strength (MPa) | Tensile strength (MPa) | Elongation (%) |
|----------|--------|----------------------|------------------------|----------------|
| STS 301L | LT | ≥215.6 | ≥548.8 | ≥44 |
| | DLT | ≥343 | ≥686 | ≥39 |
| | ST | ≥411.6 | ≥754.6 | ≥34 |
| | HT | ≥686 | ≥931 | ≥19 |

Table 3 Gas welding condition and process

| | | | |
|-------------------|-----------------------|-----------------|-----------------|
| Materials | STS 301L | | |
| Welding Method | GMAW Semi-auto robot | | |
| Welding condition | Welding type | Fillet | Plug/Ring |
| | Pass | 1pass/4position | 1pass/1position |
| | Current (A) | 100~120 | |
| | Voltage range | 12~13 | |
| | Travel speed (cm/min) | 8~10 | |
| | GAS (%) | Ar 98% | |
| | Flow rate (l/min) | 18~20 | |
| | Filler metal | AWE ER 308L | |

Table 4 Maximum tensile strength of the various gas welded joints

| Welded joint type (plate thickness) | | Max tensile strength N (Kg) |
|-------------------------------------|---------------------|-----------------------------|
| Fillet | ① + ② | |
| | ST(3.0)+ST(3.0) | ≥ 16,875 (1722) |
| | ST(1.5)+ST(1.5) | ≥ 20,295 (2071) |
| | HT(4.5)+ST(4.0) | ≥ 16,228 (1656) |
| | ST(1.5)+HT(1.5) | ≥ 18,286 (1866) |
| | DLT(2.0)+DLT(2.0) | ≥ 22,246 (2770) |
| | ST(1.5)+DLT(1.5) | ≥ 29,870 (3048) |
| | LT(4.0)+LT(4.0) | ≥ 26,371 (2691) |
| | HT(4.5)+LT(4.0) | ≥ 18,365 (1874) |
| | ST(4.0)+LT(4.0) | ≥ 26,987 (2754) |
| ST(2.0)+DLT(2.0) | ≥ 24,725 (2523) | |
| Plug | P1 ST(1.5)+ST(1.5) | ≥ 25,646 (2617) |
| | P3 ST(1.5)+HT(1.5) | ≥ 24,049 (2454) |
| | P4 ST(1.5)+DLT(1.5) | ≥ 29,517 (3012) |
| Ring | R1 ST(1.5)+ST(1.5) | ≥ 43,884 (4478) |
| | R3 ST(1.5)+HT(1.5) | ≥ 35,985 (3672) |
| | R4 ST(1.5)+DLT(1.5) | ≥ 40,944 (4187) |

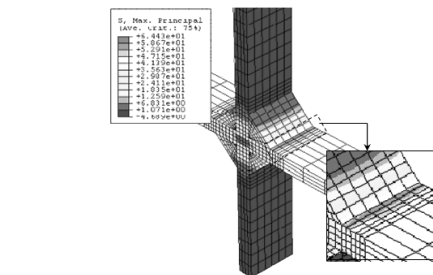
조합으로 구성된 시편을 인장 시험하여 산출된 최대 인장강도를 나타낸 것이다. 유한요소해석 시 용접금속에 대한 탄성계수(Young's modulus)등의 기계적 성질을 모재와 달리해야 타당하나, 사용된 용접금속의 크기와 양이 매우 작기 때문에 별도의 기계적인 성질을 정량적으로 직접 측정하기는 매우 어렵다.

따라서 본 연구에서는 유한요소 해석 시 용접금속의 탄성계수를 모재의 탄성계수와 동일하게 사용하여 해석 하더라도 용접부 주위의 전체적인 응력분포에는 큰 영향이 없음을 밝힌 연구결과⁷⁾와 용접금속은 모재에 비해 경도(hardness)와 강도(strength) 등의 기계적 성질

이 상대적으로 크다는 사실⁸⁾을 바탕으로 1차적으로 용접금속의 기계적 성질을 모재(ST:18,864 kg/mm², HT:21,516 kg/mm², DLT:19,680 kg/mm²)보다 크게 또는 동일하게 설정(21,516 kg/mm²)하였으며, 포와송 비는 모두 0.3을 적용하였다. 해석에 사용된 요소는 3차원 육면체 요소인 C3D8I를 적용하였고, 각 이음벌, 형상별 요소 수와 절점 수는 필렛 용접은 12,336 개와 14,909 개이고, 플러그와 링 용접은 315,450 개의 요소와 353,498 개의 절점으로 구성하였다. 이때 상, 하 각장은 각각 0mm이고, 미용입부는 고려하지 않았다. 플러그와 링 용접 해석 시 판의 중첩으로 인한 offset의 영향을 고려하기 위해 JIS Z3138에 의거하여 실제적인 3차원 유한요소 해석모델을 작성하였다. 모델링과 탄·소성 해석은 상용프로그램인 I-DEAS 11nx와 ABAQUS 6.7을 사용하였다.

2.2 해석결과

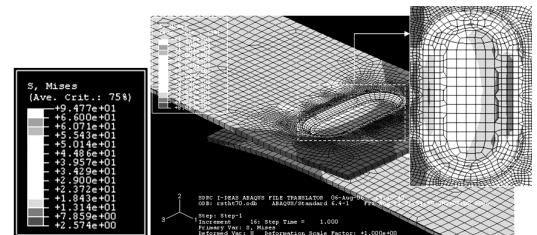
Fig. 3 (a)은 STS 301L의 ST(1.5)+ST(1.5)의 형태로 필렛 용접한 이음재의 형상을 모델링 한 후에



(a) fillet welded joint, ST(1.5)+ ST(1.5)



(b) plug welded joint, ST(1.5)+ ST(1.5)



(c) ring welded joint, ST(1.5)+ ST(1.5)

Fig. 3 Stress distribution of welded joint type (for example, STS301L, ST(1.5)+ ST(1.5))

인장하중을 가했을 때, 용접부 주변의 응력분포 상황을 예시한 것이고 (b)는 플러그 용접, (c)는 링 용접한 이음재의 응력분포 상황을 예시한 것이다. 두께가 다른 판재를 접합한 경우와 같은 두께를 접합한 경우 모두 다 인장력이 작용하는 인장재의 용접비드 단(weld bead edge)에서 응력집중이 일어나는 것을 알 수 있었다. 전체적으로 판 두께가 두꺼워지면 판의 강성(rigidity)이 증가하여 변형과 최대응력 값은 감소하는 경향을 나타내었다.

필렛 용접한 시편에 인장하중을 가했을 때, 용접부 주변의 최대응력 값은 ST(1.5)+ST(1.5)가 1,388 MPa, ST(1.5)+HT(1.5)은 1,184 MPa, ST(1.5)+DLT(1.5)의 경우 1,787 MPa로 나타났다. 판재의 두께와 관계없이 인장력에 의해 발생하는 최대주응력은 용접비드 단의 미용입부에서 발생됨을 확인할 수 있었다. 응력집중 발생위치는 재질과 판 두께에 관계없이 시편의 부하 축 용접비드 단으로 일치하나, 재질, 기하학적 형상에 따라 각각의 변형 형태와 최대응력 값은 상이함을 알 수 있다.

플러그 용접한 시편에 인장하중을 가했을 때 최대응력 값은 ST(1.5)+ST(1.5)가 1,130 MPa, ST(1.5)+HT(1.5)은 891 MPa, ST(1.5)+HT(1.5)의 경우 1,464 MPa로 나타났다. 필렛 용접과 마찬가지로 ST(1.5)+DLT(1.5)로 용접한 경우 응력 값이 가장 크게 나타났다. 이유는 Table 2의 기계적 성질에서 알 수 있듯이 DLT의 인장강도 및 항복강도가 ST와 HT에 비해 상대적으로 낮기 때문이다. 즉, 인장하중에 의한 DLT판재의 변형이 ST와 HT에 비해 상대적으로 커서 용접부 비드 단에서의 응력집중이 커졌기 때문인 것으로 판단된다.

링 용접한 시편에서의 최대응력 값은 ST(1.5)+ST(1.5)가 1,340 MPa, ST(1.5)+HT(1.5)은 1,265 MPa, ST(1.5)+DLT(1.5)의 경우 1,720 MPa으로 평가되었다. 플러그 용접과 같이 링 용접 이음재에서도 ST(1.5)+DLT(1.5) 시편의 경우가 최대응력 값을 나타냈다. 이 경우도 플러그 용접과 마찬가지로 기계적 성질의 차이로 인한 용접비드 단에서의 응력집중이 커졌기 때문으로 판단된다. 또한, 플러그 용접과 링 용접 이음재에서 인장하중에 의해 발생하는 최대응력은 크기와 상관없이 용접비드와 열영향부에서 동일하게 발생함을 알 수 있었으며, 이것은 실제 피로시험 중 동일부분에서 응력집중과 용접잔류응력의 조합으로 인하여 파단이 일어남을 Fig. 4와 같이 확인 할 수 있었다.

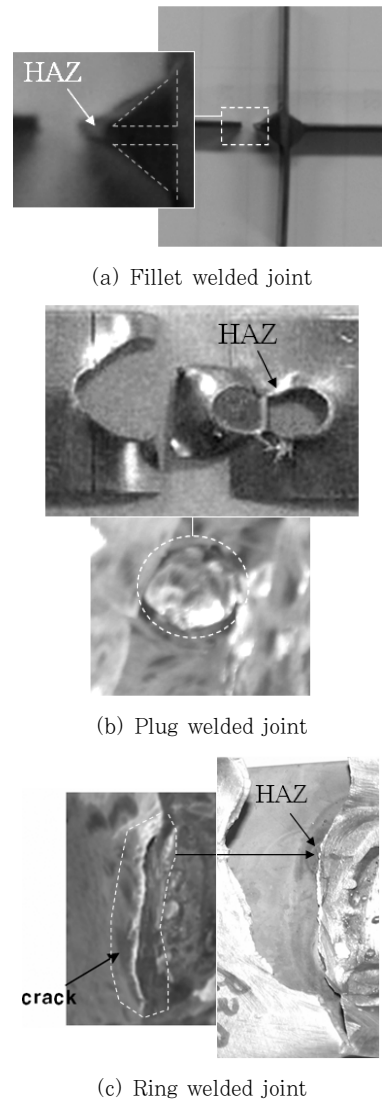


Fig. 4 Failure location appeared on the various gas welded joints

3. 가스용접 이음재의 피로강도평가

3.1 시험편 및 시험장치

피로시험편은 Table 1, 2의 STS301L을 Fig. 1과 같은 형상으로 동종재 및 이종재간 가스 용접한 이음재로서, Table 3과 같이 용접성 평가를 통하여 도출된 최적 용접조건으로 제작하였다. 피로시험장치는 서보유압식 피로 시험기(MTS, 용량 : 10 ton)와 면압식 지그(Jig)는 자체 설계하여 제작하였다.

3.2 실험조건 및 실험방법

본 연구에서는 하중반복속도를 25 Hz로 하고, 부하 형태는 하중비($R = P_{min}/P_{max}$)가 0 ($P_{min} = 0$)인 정현파(Sine wave)로 하였다. 무한수명의 피로한도(fatigue

limit)를 구하기 위해서는 시편 종류별로 인장강도 (tensile strength)의 90%에서 10%씩 하중을 감소 시키면서 JIS Z 2273 및 JIS Z 3103에 의거 10^7 cycles에 이를 때까지 피로시험을 수행하였으며, 피로 한도는 10^7 cycles까지 피로균열이 발생하지 않는 하중으로 하였다. 용접종류별 최대인장강도는 Table 4와 같이 평가되었으며 피로시험 결과, 필렛 용접 이음부는 Fig. 5, 플러그 및 링 용접 이음부는 Fig. 6과 같이 평가되었다.

3.3 실험결과 및 고찰

Fig. 5는 STS 301L의 동종재 및 이종재간 가스 용접한 필렛용접 이음부의 피로강도를 $\Delta P-N_f$ 선도로 나타낸 것이고, Fig. 6은 플러그와 링 용접 이음부의 피로강도를 $\Delta P-N_f$ 선도로 나타낸 것이다. Fig. 5와 Fig. 6로부터 각 용접이음부의 피로강도에 대한 기하학적 인자의 영향을 비교할 수는 있지만, 앞에서 언급한 바와 같이 데이터의 분산 폭($\Delta P_{lim(fillet)}=2,000\sim 7,000$

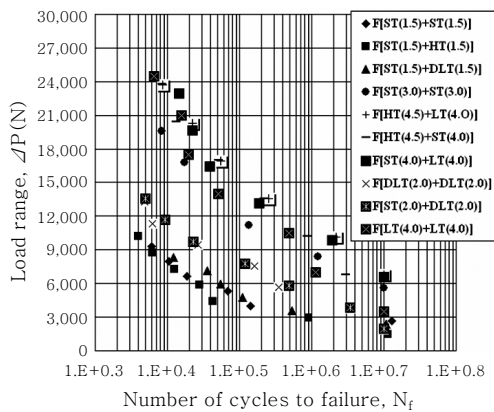


Fig. 5 $\Delta P-N_f$ relation of various fillet welded joints

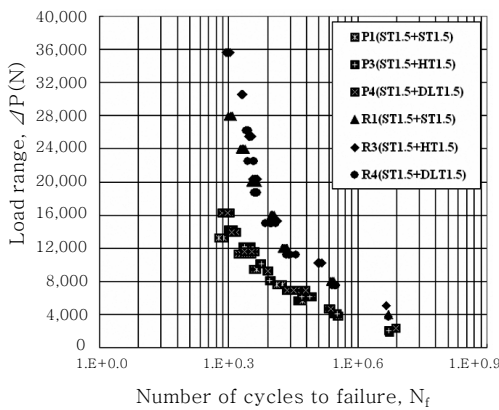


Fig. 6 $\Delta P-N_f$ relation of various plug and ring welded joints

N , $\Delta P_{lim(plug/ring)} = 1,500\sim 5,500$ N)이 너무 크기 때문에 합리적인 설계기준을 설정하기가 매우 어려울 뿐 만 아니라, 설정된 설계기준의 신뢰성 문제도 제기 될 수 있다. 또한 본 실험결과에서 고려하지 않은 임의의 특정 이음형상에 대한 설계데이터가 필요한 경우, 추가적인 피로시험을 필요로 하기 때문에 이를 위해서는 많은 시간과 경제적 추가비용이 들 수밖에 없다.

그러나 이러한 문제를 개선하기 위해서 2절의 응력분포 해석결과와 같이 최대주응력은 용접 지단부를 포함한 용접 열영향부에서 발생하고 있음을 Fig. 4의 실험결과와 Fig. 3의 최대주응력으로 정리한 해석결과로부터 확인할 수 있었기 때문에 피로균열이 발생 및 성장하는 위치의 최대주응력으로 피로강도를 평가하는 것이 타당하다고 판단할 수 있었다. 따라서, $\Delta P-N_f$ 선도의 결과와 응력분포 해석결과를 가지고 응력진폭-피로수명 ($\Delta\sigma-N_f$) 관계를 도출하여 피로데이터를 재정리 한 결과, 필렛 용접 이음부는 Fig. 7, 플러그와 링 용접 이음부는 Fig. 8의 $\Delta\sigma-N_f$ 선도와 같은 결과를 얻었다. 피로데이터의 분산이 Figs. 5, 6의 $\Delta P-N_f$ 관계에 비

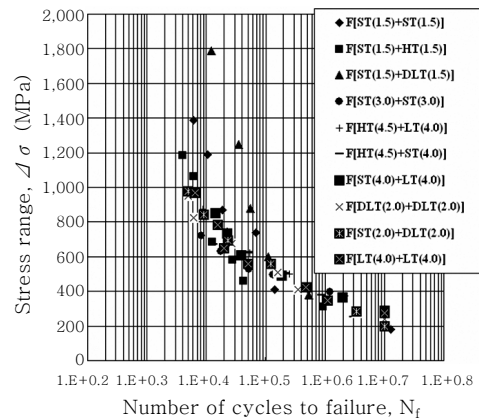


Fig. 7 $\Delta\sigma-N_f$ relation of various fillet welded joints

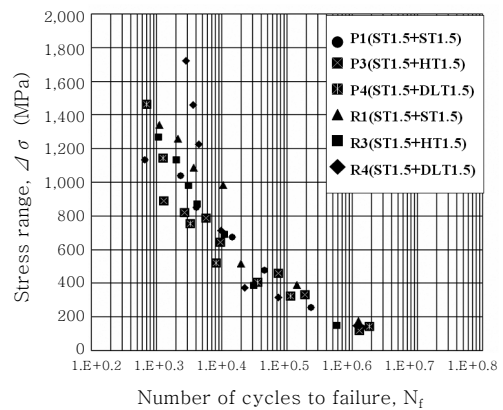


Fig. 8 $\Delta\sigma-N_f$ relation of various plug and ring welded joints

해서 상당히 줄어든 것을 확인할 수 있었다. 따라서, 이러한 결과로부터 가스용접 이음재의 기하학적 인자를 종합적으로 고려한 피로설계기준은 필렛 용접 이음재가 평균 250 MPa, 플러그와 링 용접 이음재가 평균 150 MPa 정도로 평가되었다. 이것은 여러 가지 기하학적 형상과 재질을 갖는 가스용접 이음재의 피로균열이 발생 및 성장하는 위치가 최대주응력이 발생하는 부분을 의미하는 것이다. 따라서, 최대주응력으로 피로설계기준을 설정하는 것이 보다 합리적이고 효과적인 설계가 가능할 것으로 판단한다.

4. 결 론

가스용접 구조물의 장 수명 설계기준을 확립하기 위한 기초정보를 확보하기 위해, 여러 가지 기하학적 형상을 갖는 가스용접 이음재를 실험적인 방법과 해석적인 방법을 이용하여 피로설계 인자들의 영향을 평가하였다. 그 결과 다음과 같은 결과를 얻었다.

1) STS 301L의 필렛 용접, 플러그 용접, 링 용접 이음재에 인장하중이 작용하는 경우, 용접부 최대주응력은 용접방법과 상관없이 모두 부하 축의 용접부 토우의 열 영향 경계부에서 발생하였다.

2) 자동차 및 철도차량 차체설계 시 피로강도평가에 의한 피로설계기준을 $\Delta P-N_f$ 관계로 정할 경우, 피로강도에 대한 용접이음재의 기하학적인자와 기계적 성질에 대한 상대적 비교·평가는 가능하지만, 피로한도의 데이터 분산 폭이 크기 때문에 피로설계기준을 결정하기

어렵다. 따라서, 피로균열이 발생 및 성장하는 위치의 최대주응력 $\Delta\sigma-N_f$ 관계로 피로강도를 평가하여 피로설계기준을 결정하는 것이 타당하다고 판단된다.

3) 본 연구에서 얻어진 필렛 용접, 링 용접, 플러그 용접 이음재의 피로설계기준이 되는 피로한도는 필렛 용접 이음재가 평균 250 MPa, 플러그와 링 용접 이음재가 평균 150 MPa 정도로 평가되었다.

참 고 문 헌

1. Spot welding Technology, JWS, 12-89
2. Automotive Handbook, Bosch, 320-350
3. Bae. D. H., J. E. Niisawa, and N. Tomioka. : Theoretical analysis of stress distribution of single spot welded lap joint under tension-shear load, Transaction of JSAE, **39**, 1988, 627-630
4. Sohn. I. S., Jung. W. S., Lee. H. K. and Bae. D. H. : Fracture Mechanical Fatigue Strength Evaluation of IB-Type Spot welded Lap Joint under Tension-Shear Load," KSAE, **6-5**, 1998, 20-27
5. Kang. J. B. : Fatigue Strength of the TS-Type Spot-welded Lap Joint of STS301L, Thesis of Master, Sungkyunkwan University, 2004
6. Automatic Technology Handbook- Experimental Assessment, JSAE, 1991, 81-105
7. Bae. D. H. : Fracture Mechanical Fatigue Strength Evaluation of A Strength Spot Welded Lap Joint Subject to Tensile Shear Load, Journal of KSME, **13-5**, 1990, 42-50
8. Sohn. 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