한국자동차공학회논문집 제8권 제3호, pp.110~118

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0051

점용접이음재의 피로수명 예측기법에 관한 연구

A study on the Fatigue Life Prediction Method of the Spot-welded Lap Joint

손 일 선*, 배 동 호**
Ilseon Sohn, Dongho Bae

ABSTRACT

For reasonable fatigue design and estimation of fatigue durability considered fatigue strength and stiffness of the automotive body structure, many fatigue data must be insured according to the shapes, materials, and welding conditions of the spot welded lap joints. However, because it is actually difficult problem, there is need to establish a new method to be able to predict its fatigue life without any additional fatigue tests. Therefore, In order to improve such problems, in this study, the maximum stress function presenting the $\Delta\sigma_{1\max} - \Delta P$ relation was defined from the relations between $\Delta\sigma_{1\max} - N_f$ and $\Delta P - N_f$. By using the fatigue data on the IB type spot-welded lap joints previously obtained from the fatigue test results, fatigue life of the spot-welded lap joint having a certain dimension was tried to predict without any additional fatigue tests. And, its result was verified by $\Delta P - N_f$ curves.

Obtained conclusions are as follows, 1) a maximum stress function considered the relation of the maximum principal stress, fatigue load, and the effects of geometrical factors of the IB type spot-welded lap joint was suggested. 2) the fatigue life predicted by the maximum principal stress function and the relation of $\Delta\sigma_{1\max} - N_f$ was well agreed with the fatigue life obtained through the actual fatigue test result. 3) the fatigue life of the IB type spot-welded lap joint having a certain dimension is able to be predicted without any additional fatigue tests from the fatigue life prediction method by the maximum principal stress function.

주요기술용어 : Spot welding(점용접), Fatigue life(피로수명), Statistic technique(통계적 기법), Fatigue life prediction method(피로수명 예측방법), $\Delta P - N_f$ curve (하중범위-수명곡선), $\Delta\sigma_{1\max} - N_f$ curve (최대주응력-수명곡선)

* 회원, 쌍용자동차 기술연구소
사양개발팀
** 회원, 성균관대학교 기계공학부

1. 서 론

전기저항용접(electric resistance welding) 기술의 하나인 점용접은 자동차 차체 제작과 조립과정에서 필수불가결의 수단이 되고 있기 때문에, 점용접이음재의 응력분포 상황을 해석하고, 피로강도를 평가하는 것은 차체의 내구성 평가는 물론 장수명 설계기준을 확보하기 위한 기초자료로서 매우 중요하다. 따라서, 지금까지 점용접이음재에 대한 응력해석과 피로강도 평가연구가 많은 연구자들에 의해 수행되어 왔고, 그 실적도 상당히 축적되어 있기도 하다.[1,2)]

일반적으로, 실차 차체구조 또는 부재를 대상으로 하여 피로강도를 직접 평가하는 것은 구조의 단면형상이 복잡하기 때문에 어렵다. 따라서, Fig. 1과 같이, 실차 차체와 동일한 구조적 특성을 갖는 시뮬레이트(simulate) 시험편을 고안하고, 그것으로부터 점용접 구조의 피로강도 평가 기준량을 구하여 안전설계에 적용하고자 하는 것이 일반적인 수법으로 인식되고 있다. 그런데, 시뮬레이트 시편에 의한 점용접부의 피로강도 평가에 있어서, 피로실험 결과를 하중범위-피로수명 ($\Delta P - N_f$) 관계로 나타내게 되면, 재질, 점용접 조건, 이음재 형상 및 역학적 조건 등에 의해서 다양한 분포형태를 보이기 때문에, 점용접된 차체의 합리적이고 체계적인 설계기준을 설정하기 어렵다는 문제점이 제기됨과 동시에 이에 대한 개선의 필요성이 강조되어왔다.[3,4)] 이와 관련된 일련의 연구를 통해서, 지금까지 점용접부 너깃단(nugget edge)의 최대주응력(maximum stress),[5)] 변형에너지밀도(strain energy density)[6)], 그리고 응력확대계수(stress intensity factor)[7)] 등을 매개변수로 하여 점용접이음재의 여러 가지 영향인자(affecting factor)들을 통일적으로 고려한 개선된 피로강도 평가법이 제시되고 있다.

그런데, 앞에서 지적한 바와 같이, 차체의 강성과 피로강도를 고려한 설계와 내구성 평가를 위해서는 점용접이음재의 형상, 재질, 용접조건 등

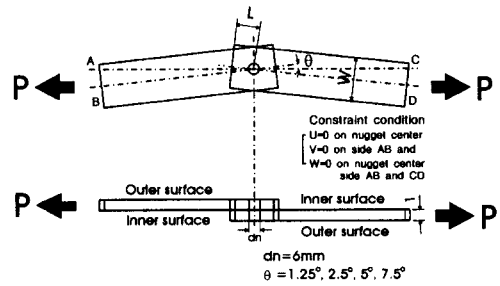

Fig. 1 The simulated model of the IB type spot welded lap joint under tension-shear load (u: displacement of x direction, v: displacement of y direction, z: displacement of z direction dn: nugget diameter)

에 따른 많은 피로 데이터가 확보되어야 하나, 현실적으로 어렵기 때문에 이를 대체할 수 있는 수단, 즉 지금까지 여러 연구자들의 연구를 통하여 확보된 피로데이터를 이용하여 점용접이음재의 피로수명(fatigue life)을 단순하고 합리적으로 예측할 수 있는 방법이 요구된다.[8,9)] 그러나, 이에 관해서는 아직까지 이렇다 할 연구 결과가 보고되고 있지 않은 듯 하다.

따라서, 본 연구에서는 최대주응력-피로수명 ($\Delta\sigma_{1\max} - N_f$)곡선과 하중범위-피로수명($\Delta P - N_f$) 곡선으로부터 최대주응력-하중범위($\Delta\sigma_{1\max} - \Delta P$)의 관계를 나타내는 최대응력함수를 유도하였다. 그리고, 점용접이음재의 피로강도 및 수명평가에 대한 실험결과들을 이용하여 임의 형상을 갖는 점용접이음재의 피로수명을 예측하는 방법을 개발하고, 이에 대한 신뢰성을 검증하였다.

이상과 같은 점용접이음재의 피로수명 예측방법은 이와 관련된 필요 실험횟수와 시간을 감소시킬 수 있고, 특정의 형상을 갖는 점용접이음재에 대한 피로실험 결과를 가지고 임의 형상의 시편에 대한 피로수명을 예측 할 수 있을 것으로 기대한다.

2. 점용접이음재의 응력분포 해석

2.1 해석모델

유한요소해석모델의 형상은 Fig.1의 인장-전단하중을 받는 IB형(in-plane bending type) 일점 점용접이음재로서, 상 · 하 평판의 겹침으로 인한 옵셀(off set)의 영향과 박판 특유의 복잡한 변형특성이 충분히 고려될 수 있도록 3차원으로 하였다. 기본 치수는 판 폭(W)=30㎜, 겹침길이(2L)=30㎜, 두께(t)=1㎜이고, 이음각(θ)의 크기를 1.25° , 2.5° , 5° 및 7.5° 로 변화시켜 응력분포에 대한 이음각의 영향을 조사했으며, 그밖에 시편의 판 폭, 겹침길이 및 두께 등의 기하학적 영향도 아울러 평가하였다. 시편재료는 자동차 차체재료로 많이 사용되고 있는 냉간압연강판(SPCC)이고, 화학적 성분과 기계적 성질은 Table 1 및 Table 2와 같다.

해석을 위한 요소분할은 IB형 이음재의 형상을 고려하여 전 모델에 대해서 수행하였으며, 상 · 하 평판의 요소분할은 공통적이다. 그리고, 점용접이음재의 유한요소해석에 있어서, 용접너깃은 너깃직경과 동일한 바-요소(bar element) 또는 면-요소(plane element)로 성형하는 경우가 있고, 너깃의 인장강도(tensile strength)와 탄성계수(elastic modulus, E) 등의 기계적 성질은 실험적으로 얻어질 수 없기 때문에 연구자에 따라서 다양하게 적용하고 있기도 한 데, 이와 관련해서 몇 가지 예를 가지고 해석한 바에 의하면, 너깃 성형방법과 기계적 성질이 해석결과에 미치는 영향은 크지 않음을 확인 할 수 있었다. 따라서, 본 연구에서는 Fig. 1의 상 · 하 평판이 접촉하는 내표면(inner surface)의 너깃부에 해당하는 절점을 동일하게 함으로써 두께 2㎜인 요소로 일체화하여 너깃을 성형하였고, 너깃의 기계적 성질은 모재와 동일하게 하였다. 해석에 사용된 요소는 8절점 solid 요소로서 절점수는 1922개, 요소수는 1164개이고, 해석프로그램은 MSC/ Nastran을 이용하였다

Table 1 Chemical composition of specimen (wt. %)

	C	Si	Mn	P	S	Ni	Al	Fe
SPCC	0.12	0.01	0.0127	0.015	0.007	0.025	0.045	Rem.

Table 2 Mechanical properties of specimen

Material	Tensile Strength (MPa)	Yield Strength (MPa)	Elongation (%)
SPCC	307.0	168.4	47

2.2 해석 결과

IB형 일점 점용접이음재의 3차원 유한요소법 해석모델 중에서 이음각이 2.5° 경우에 대한 주응력(principal stress) 분포를 Fig. 2에 나타내었다. 너깃단의 최대주응력(maximum principal stress, σ_{1max})은 시편 길이방향의 중심선으로부터 인장-전단력에 의한 회전변형 방향과 반대방향으로 0° ~90° 범위 내에서 발생하였으며, 너깃(nugget)을 중심으로한 부하측 영역에서는 인장응력이 넓게 분포함을 알 수 있었다.

Fig. 3은 너깃직경(dn)=6㎜ , 판 두께(t)=1㎜ , 판 폭(W)=30㎜, 이음각(θ)=2.5° 인 점용접이음재의 경우, 내표면 너깃단 최대주응력(σ_{1max})과 이음재의 겹침길이(2L)의 관계를 나타낸 것이다. Fig. 3의 결과에서 보는 바와 같이, 겹침길이는 용접부 너깃단에 발생하는 최대주응력에 대해

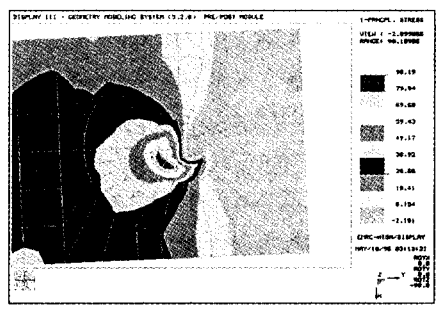

Fig. 2 The maximum principal stress distribution on the inner surface of the upper plate (3-dimensional model, θ=2.5°)

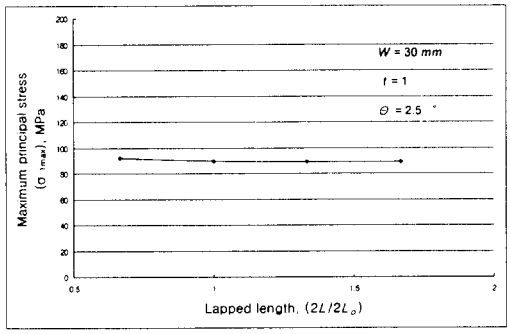

Fig. 3 Relation between maximum principal stress and lapped length

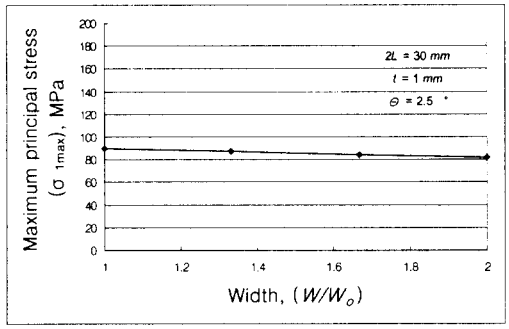

Fig. 5 Relation between maximum principal stress and plate width

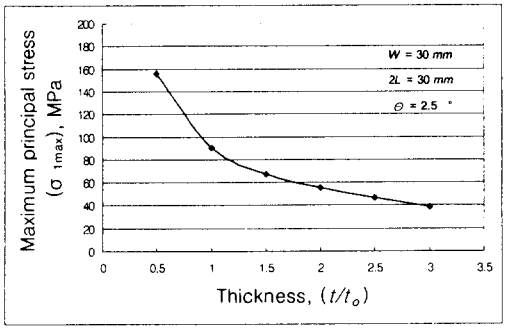

Fig. 4 Relation between maximum principal stress and plate thickness

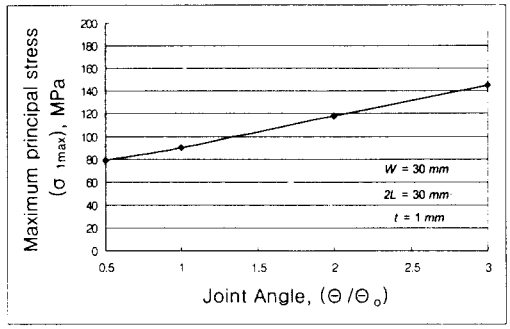

Fig. 6 Relation between maximum principal stress and joint angle

거의 영향이 없음을 알 수 있다.

Fig. 4는 너깃직경(dn)=6㎜, 겹침길이(2L)= 30 ㎜, 판 폭(W)=30㎜, 이음각(θ)=2.5° 인 경우, 내표면 너깃단 최대주응력(σ_{1max})과 판 두께(t)의 관계를 나타낸 것이다. 판 두께가 얇아지면, 점용접이음재 너깃단 최대주응력이 증가하나, 유한폭(W)=30㎜ 일 때, 판 두께 t≒2.5㎜ 이상이면, 점용접이음재의 내표면 너깃단에서의 응력집중에 대한 영향이 상당히 감소됨을 알 수 있다. 이것은 판 두께가 얇아지면, 직경 6㎜인 점용접점에 작용하는 분담력(면내력, 면내굽힘력, 면외굽힘력)[10]에 의한 용접점 주위의 변형증가로 너깃단의 응력집중이 증가하고, 판 두께가 커지면, 판의 관성모멘트(moment of inertia)와 굽힘 강성(bending rigidity)의 증가로 용접점 주의의 변형이 상대적으로 작아짐으로 너깃단의 응력집중도 감소하기 때문 인 것으로 판단된다.

Fig. 5는 너깃직경(dn)=6㎜, 겹침길이(2L)=30 ㎜, 이음각(θ)=2.5° 일 때, 내표면 너깃단 최대주응력(σ_{1max})과 판 폭(W)의 관계를 나타낸 것이다. 판 두께 (t)=1㎜에 대하여 판 폭(W)이 증가하더라도 점용접이음재의 내표면 너깃단에서의 응력집중에 대한 영향은 매우 적음을 알 수 있다. 그 이유는, 판 폭이 증가하면 면외굽힘모멘트에 의한 면외굽힘변형이 감소함으로서, 점용점이음재의 너깃단에 발생하는 최대주응력은 감소할 것으로 예상되나, 한편으로 면내력과 면내굽힘력 성분의 조합에 의한 면내변형은 반대로 증가하여 상쇄됨으로서 결과적으로 응력분포와 점용접이음재 너깃단의 최대주응력(σ_{1max})에 대한 영향이 감소했기 때문인 것으로 사료된다.

Fig. 6은 너깃직경(dn)=6㎜, 겹침길이(2L)=30

㎜, 판 폭(W)=30㎜일 때, 내표면 너깃단 최대주응력(σ_{1max})과 이음각(θ)의 관계를 나타낸 것이다. 이음각(θ)이 커질수록 내표면 너깃단의 최대주응력(σ_{1max})은 거의 선형적으로 증가하는 경향을 나타내고 있음을 알 수 있다. 그 이유는 이음각(θ)이 증가함에 따라 인장-전단하중으로부터 야기되는 면내굽힘에 의한 회전변형이 커지기 때문이며, 이것은 이음각이 커질수록 점용접 이음재 너깃단에는 높은 응력집중이 야기될 수 있음을 의미하고 있다. 이상의 정역학적 해석 결과를 실 구조물 설계에 적용하기 위해서는 피로강도에 대한 기하학적 인자들의 영향을 검토할 필요가 있기 때문에, 본 연구에서는 이들 인자를 고려하여 제작한 IB형 일점 점용접 시편에 대한 피로강도를 평가하였다.

3. 점용접이음재의 피로강도 평가

3.1 시편 및 실험방법

피로강도 데이터는 여러 가지 기하학적 형상을 가지는 IB형 점용접이음재를 대상으로 피로시험을 수행하여 획득하였다. 시편재료는 자동차 차체구조용으로 많이 사용되고 있는 냉간압연강판(SPCC)으로서, 화학적 성분과 기계적 성질은 Tables 1, 2와 같다. 점용접은 공기가압식 콘덴서 점용접기(정격용량 10kVA, 60Hz)와 직경 6㎜의 전극을 가지고 수행하였다.

용접조건은 미국 저항용접기 제작협회에서 권장하고 있는 Table 3(RWMA class C [11])을기준으로 하여 설정하고, 용접전 용접기에 입력

Table 3 Welding conditions of specimen (RWMA class-C)

Welding Condition	Value
Electrode Force (F)	1962 N
Current (I)	8.3 kA
Welding Time	15 cycles

한 초기용접조건은 매 용접시 전류, 전압 및 용접시간의 순간측정기(weld scope, Kyowa Co.)로 실시간 측정하여 확인하였다. 시편의 종류는 정역학적 유한요소해석의 결과를 재평가하기 위해서, 두께(1, 2㎜), 이음각(1.25° , 2.5° , 5.0° 및 7.5°), 폭(30, 40 및 60㎜)으로 하였다. 피로실험 장치는 서보 유압식 재료시험기(MTS, 용량 10ton)를 사용하였고, IB형 시편의 그립(grip)은 인장-전단력에 의한 시편의 변형기구(strain mechanism)가 재현될 수 있도록 면압식과 핀죠인트식(pin joint type)을 복합하였다. 그리고, 내표면 너깃단에서 발생 및 성장하여 외표면에 나타난 피로균열은 이동식 현미경(×60)으로 측정하였다.

공기중 피로실험에 대한 피로균열의 성장특성에 대한 하중반복속도의 영향은 미소하기 때문에 [12], 본 실험에서는 Table 4에 나타낸 바와 같이 하중 반복속도 (f)=25Hz, 하중비($R = P_{min}/P_{max}$)=0인 완전편진 정현파로 하였다. 또한, 피로수명은 시험편 부하측 내표면 너깃단에서 발생 및 성장된 균열이 외표면에 나타나서 너깃직경과 동일길이 만큼 진전되었을 때까지의 하중반복수로 결정하였으며, 피로한도(fatigue limit)는 10^7 cycles까지 피로균열이 발생하지 않는 하중으로 하였다.

3.2 실험결과

Fig. 7은 여러 가지 기하학적 형상을 갖는 IB형 일점 점용접이음재에 대한 피로 데이터를 하중범위(ΔP)와 피로수명(failure life, N_f)관계로 정리한 것이다. 높은 하중범위에서는 박판특유의 복잡한 변형특성에 의해 피로강도에 대한 시편의 기하학적 인자들의 영향이 뚜렷하지 않으나, 낮은 하중범위에서는 비교적 잘 나타나고 있다. 특히, 시편 두께가 2㎜인 경우는 1㎜에 비해서 피로강도가 상당히 증가되는 것을 알 수 있고, 시편폭은 응력해석 결과와 마찬가지로 영향이 크지 않다. 이음각의 경우도 너깃단 최대응력에 대한

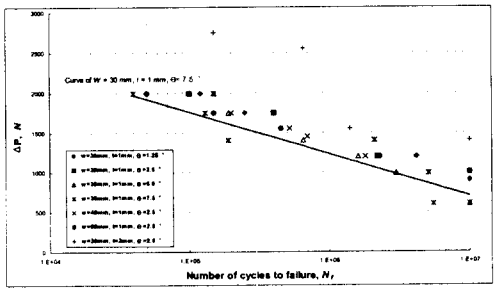

Fig. 7 Relation of $\Delta P - N_f$ for various spot -welded lap joint

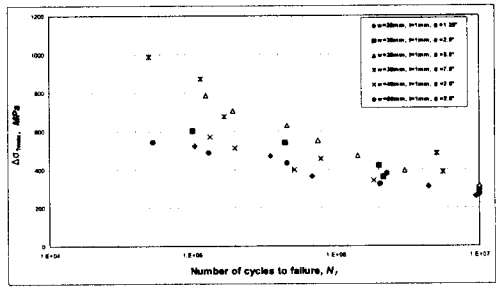

Fig. 8 Relation of $\Delta\sigma_{1\max} - N_f$ for various spot-welded lap joint

영향이 반영되어 동일 하중범위에서 이음각이 클수록 피로수명은 증가하는 것으로 나타났다.

이상과 같이 정력학적으로 해석한 결과가 피로강도에서도 잘 나타나고 있기 때문에, 피로실험에서 시편에 가해준 하중에 대응하는 너깃단 최대주응력이 구해진다면, Fig. 7의 결과를 새로운 변수, 즉 너깃단 최대주응력으로 재정리할 수 있을 것이다. 왜냐하면, Fig. 7에서 알 수 있는 바와 같이, 피로강도를 하중범위(ΔP)로 나타내게 되면, 피로강도에 대한 점용접이음재의 기하학적 인자들의 영향을 비교·검토할 수는 있지만, 본 실험에서 고려되지 않은 임의 형상의 이음재에 대한 피로강도와 피로수명은 정량적으로 평가할 수 없다. 따라서, 임의 형상의 이음재를 위한 피로설계 데이터가 요구된다면, 이에 대한 피로실험을 추가로 수행할 수밖에 없기 때문에, 이러한 문제를 개선하기 위해서는 점용접이음재의 기하학적 인자를 동시에 고려한 통일적인 피로강도 평가가 요구된다.

그러나, Fig. 7과 같이 피로 데이터를 하중범위로 정리하게 되면, 데이터의 분산폭이 너무 크기 때문에 여러 가지 기하학적 인자들을 동시에 고려할 수 있는 설계기준을 정할 수 없다.[13] Fig. 8은 Fig. 7을 너깃단 최대주응력($\sigma_{1\max}$)으로 정리한 것이다. Fig. 7에 비해 전체적으로 데이터의 분산폭이 줄어들고, 특히 저하중-장수명 영역으로 갈수록 이러한 효과가 뚜렷하기 때문에, 여러 가지 형상을 갖는 점용접이음재의 피로한도가 통일적으로 평가될 수 있음을 알 수 있다. 그리고, Fig. 8의 결과로부터, 임의의 형상을 갖는 점용접이음재의 피로수명을 추정할 수 있을 것으로 사료된다.

따라서, 본 연구에서는 이상의 응력해석 및 피로강도 평가결과로부터 임의 형상을 갖는 IB형 점용접이음재의 피로수명과 피로강도를 예측 또는 평가할 수 있는 방법의 개발을 시도하였다.

4. 피로수명 예측기법 개발

4.1 최대응력함수

일점 점용접이음재의 피로파괴는 용접부 너깃단에 발생하는 응력분포 상황에 의존적이고, 응력집중에 의한 너깃단의 최대응력은 이음재의 기하학적 인자의 영향을 받는다. 따라서, 점용접이음재의 기하학적 인자와 최대응력 및 피로수명간에는 유기적인 관계를 가지고 있음을 알 수 있다. 본 연구에서는 너깃단 최대응력과 기하학적 인자간의 관계를 나타내는 최대응력함수를 정의함으로서, 임의형상을 갖는 점용접이음재의 피로수명을 예측하고자 하였다.

Figs. 3~6의 최대주응력에 대한 기하학적인 인자의 영향을 종합적으로 고려하면, 다음과 같은 형상계수(shape factor, F_s)를 정의할 수 있다. 그리고, 여러 가지 기하학적 형상을 가지는 IB형 점용접이음재를 대상으로 피로시험을 수행하여

구한 하중범위-피로수명($\Delta P - N_f$) 곡선의 피로강도 데이터를 너깃단 최대주응력으로 재정리하기 위하여, 시편에 가해진 피로하중을 용접부 부하측 너깃단의 최대주응력으로 변환하는 식이 요구된다.

$$F_s = \left\{ a \cdot \left(\frac{t}{t_o}\right)^b + c \cdot \left(\frac{W}{W_o}\right) + d \cdot \left(\frac{\theta}{\theta_o}\right) + e \cdot \left(\frac{L}{L_o}\right) + f \right\} \quad (1)$$

t: thickness of specimen

t_o: thickness of standard specimen (1㎜)

W: width of specimen

W_o: width of standard specimen (30㎜)

L: lapped of specimen

L_o: lapped of standard specimen (15㎜)

θ: angle of specimen

θ_o: angle of standard specimen (2.5°)

a, b, c, d, e, f : Constant

Standard specimen:

IB type single spot-welded lap joint

(Wo=30㎜, to=1㎜, Lo=15㎜, θ_o=2.5°)

따라서, 너깃단 최대주응력은 하중에 비례한다는 것과 시편의 기하학적 인자들의 상관관계를 종합한 식(1)의 형상계수(F_s)의 영향을 고려한다면, 근사적으로 다음과 같은 관계를 유도 할 수 있다. 즉,

$$\sigma_{1\max} = F_s \cdot \frac{P}{(W \cdot t)} \quad (2)$$

P: applied load

그런데, 너깃단 최대주응력과 기하학적 인자의 관계를 나타내는 Figs. 3~6의 결과로부터, 최대주응력에 대한 겹침길이의 영향은 무시될 수 있고, 두께와 폭은 1차의 선형적인 관계, 이음각은 비선형적 함수관계에 있음을 알 수 있다. 따라서

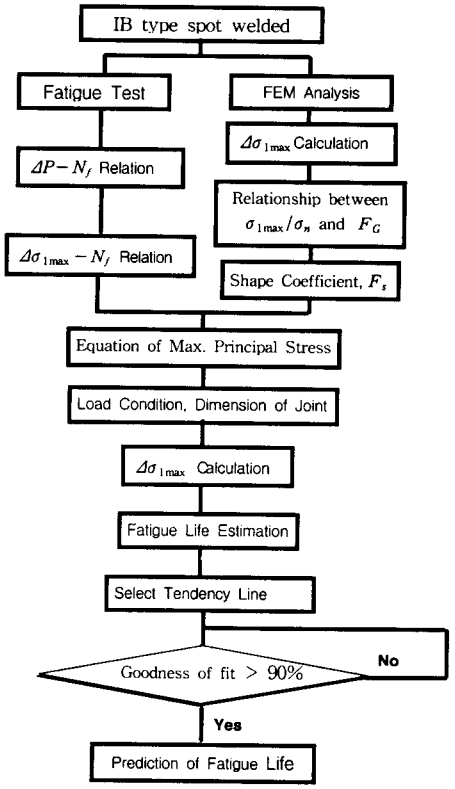

Fig. 9 Flow chart for fatigue life prediction

최대주응력과 기하학적 인자간의 함수관계를 고려하여 각각에 대해서 이를 해석하고 합성하면, 식(1)의 형상계수가 결정된다. 형상계수의 상수항(f)은 각 함수의 값이 1일 때 최대주응력이 일정한 값을 가지도록 구한 것이다. 이상으로부터, 최대응력함수는 다음과 같이 정리된다.

$$\sigma_{1\max} = \left\{ 91.63\left(\frac{t}{t_0}\right)^{-0.76} - 7.95\left(\frac{W}{W_o}\right) + 10.69 \left(\frac{\theta}{\theta_o}\right) - 0.365 \right\} \cdot \frac{P}{(W \cdot t)} \quad (3)$$

4.2 피로수명 예측

점용접이음재의 피로수명 예측은 특정의 기하학적 형상과 하중조건에 대해 피로실험을 수행하여 구한 $\Delta P - N_f$ 관계로부터 동일 형상과 임의 하중에서의 피로수명을 예측하는 것이 일반적인 방법이었다. 하지만, 이 방법은 앞에서 지적한 바와 같이, 이음재의 형상이 달라질 때마다 각각의

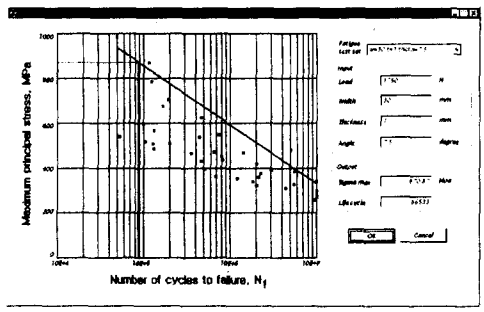

Fig. 10 Fatigue life prediction by $\Delta\sigma_{1\max} - N_f$ relation of the IB type spot-welded lap joint having specific geometries

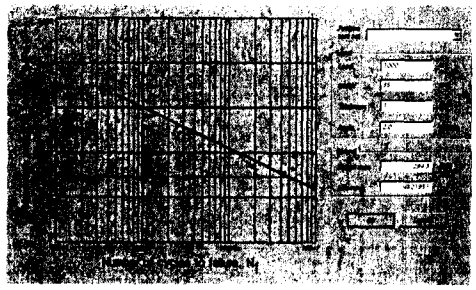

Fig. 11 Fatigue life prediction by the $\Delta\sigma_{1\max} - N_f$ relation of the IB type spot welded lap joint having non-tested geometries

경우에 적합한 새로운 피로실험이 요구되므로 많은 시간과 비용이 소요된다. 본 연구에서는 지금까지 축적된 점용접이음재의 피로강도 데이터와 식(3)을 이용하여, 임의 형상과 하중조건을 갖는 IB형 점용접이음재의 피로강도 또는 피로수명을 피로실험을 추가적으로 수행하지 않고 평가하고자 하였다.

Fig. 9는 본 연구에서 수행된 피로수명 예측과정을 재정리하여 도시한 것이다. 먼저, 여러 가지 기하학적 인자 및 하중조건을 고려한 피로실험을 수행하여 Fig. 7의 $\Delta P - N_f$ 관계를 구한 다음, 피로실험에서 시편에 가해준 각 하중 값에 대한 용접부 부하측 너깃단에서의 최대주응력을 계산하여 Fig. 7을 재정리한 Fig. 8의 $\Delta\sigma_{1\max} - N_f$ 관계를 얻고, 이로부터 $\sigma_{1\max} = f(N_f)$를 나타낸 식(4)를 구한다. 그리고, 한편으로는 식(1)의 형상계수(F_s)를 구해서 식(3)의 최대응력 함수를 도출하고, 식(3)을 이용하여 점용접이음재의 임의 형상과 하중조건에 따른 최대주응력을 구한 뒤, 식(4)에 적용시켜서 피로수명을 예측한다. 예측된 피로수명의 신뢰성은 $\Delta\sigma_{1\max} - N_f$ 또는 $\Delta P - N_f$ 관계선도로부터 대응되는 경우를 비교함으로써 검증을 할 수 있다.

$$Log(N_f) = -\frac{1}{79.3} \cdot (\sigma_{1\max} - 1514.7) \qquad (4)$$

Fig. 10은 본 연구의 피로실험에서 수행된 $W=30$㎜, $t=1$㎜, $\theta=7.5°$ 의 IB형 점용접이음재에 $\Delta P=1750$ N이 가해진 경우에 대해서 Fig. 9의 과정을 거쳐 피로수명을 예측한 것이다. 이러한 과정으로부터 식(4)으로부터 계산된 피로수명(N_f) 은 N_f=86,533cycles 이었다. 이 값은 실측치인 Fig. 7의 $\Delta P - N_f$ 결과로부터 구한 피로수명(N_f=86,500cycles)에 근접함을 알 수 있다. 이 결과의 비교로부터 본 연구에서 제시된 피로수명 예측방법의 신뢰성이 확인되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 11은 본 연구의 피로실험 과정에서 고려되지 않은 임의의 기하학적 형상을 갖는 IB형 점용접이음재의 경우, 즉 $W=35$㎜, $t=1$㎜, $\theta=2.0°$ 의 시편에 하중 $\Delta P=1000$ N이 가해졌을 때의 피로수명을 예측한 것이다. 이 시편의 용접부 부하측 너깃단 최대주응력($\sigma_{1\max}$)은 식(3)으로부터 294.3MPa 이고, 이에 대응되는 피로수명(N_f)은 식(4)으로부터 N_f=4,821,951 cycles로 예측되었고, 이것으로부터 피로실험을 수행하지 않고도, 시편의 피로수명이 예측가능함을 알 수 있다.

5. 결론

차체의 강성과 피로강도를 고려한 설계와 내

구성 평가를 위해서는 점용접이음재의 형상, 재질, 용접조건 등에 따른 많은 피로 데이터가 확보되어야 하나, 현실적으로 어렵기 때문에 이를 대체할 수 있는 수단, 즉 지금까지 여러 연구자들의 연구를 통하여 확보된 피로데이터를 이용하여 점용접이음재의 피로수명(fatigue life)을 단순하고 합리적으로 예측할 수 있는 방법이 요구된다. 본 연구에서는 최대주응력-피로수명 곡선($\Delta\sigma_{1\max} - N_f$ curve)과 하중범위-피로수명 곡선($\Delta P - N_f$ curve)으로부터 최대주응력-하중범위($\Delta\sigma_{1\max} - \Delta P$) 관계를 나타내는 최대응력함수식을 유도하였다. 그리고, IB형 점용접이음재의 피로실험 결과들을 이용함으로써, 피로실험을 하지 않은 임의 형상의 점용접이음재의 피로수명을 예측하는 방법을 개발하고, 이에 대한 신뢰성을 검증한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 최대주응력과 하중 및 기하학적 인자의 영향에 관한 상관관계를 이용하여 IB형 일점 점용접이음재에 대한 최대응력함수를 다음과 같이 도출하였다.

$$\sigma_{1\max} = \left\{91.63\left(\frac{t}{t_0}\right)^{-0.76} - 7.95\left(\frac{W}{W_o}\right) + 10.69\left(\frac{\theta}{\theta_o}\right) - 0.365\right\} \cdot \frac{P}{(W \cdot t)}$$

2) 최대응력함수와 최대주응력-피로수명($\Delta\sigma_{1\max} - N_f$)관계로부터 예측된 피로수명은 실제 피로실험을 통하여 구한 피로수명과 잘 일치한다.

3) 최대응력함수를 이용한 수명예측 기법을 이용하면, 임의 형상의 IB형 일점 점용접이음재의 피로수명은 피로실험을 수행하지 않고도 예측 가능하다.

후 기

본 논문은 한국과학재단 산하 산업설비 안전성 평가 연구센터의 연구비 지원으로 이루어진 것으로서, 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1) 배동호, "인장-전단하중을 받는 일점 spot 용접이음재의 파괴역학적 피로강도 평가", 한국자동차공학회지, 제13권, 5호, pp. 42~50, 1991.
2) 西島 敬등, "spot 鎔接端手疲勞强度 data 集", 日本 自動車技術會, 1987.
3) D.Radaj. et al, "Geometrically Nonlinear Behavior of Spot Welded Joint in Tensile & Compressive Shear loading", Engine -ering Fracture Mechanics, Vol. 51, N0. 2, pp. 281~294, 1995.
4) D.Radaj. et al, "Local Stress parameter at The Weld Spot of Various Specimen s", Engineering Fracture Mechanics, Vol.37, No.5, pp.933~951, 1990.
5) 정원석, 손일선, 구재민, 배동호, "인장-전단하중을 받는 IB형 일점 spot 용접이음재의 응력분포와 피로강도평가", '96 한국자동차공학회 추계학술대회논문집, Vol I, pp. 25~31, 1996.
6) 배동호, 손일선, 구재민, 이 철, "인장-전하중을 받는 일점 IB형 점용접이음재의 변형에너지밀도에 의한 피로강도 평가", 한국자동차공학회 1997년도 구조강도 및 재료부분 학술강연회 초록집, pp. 103~110, 1997.
7) 박인덕, 남기우, 강석봉, "스폿용접된 자동차 차체용 알루미늄 박판의 피로균열진전의 파괴역학적 평가", 한국해양공학회지, Vol. 11, No. 3, pp. 20~28, 1997.
8) M. J. Crowder, A. C. Kimber, R. L. Smith and T. J. Sweeting, "Statistical Analysis of Reliability Data", pp. 69~103, Champman & Hill, 1991.
9) 손일선, 배동호, "Spot 용접이음재의 피로수명 예측에 관한 확률적 검토", 1998년도 대한기계학회 춘계학술대회논문집, Vol. A, pp. 190~195, 1998.
10) 손일선, 배동호, "인장-전단을 받는 IB형 일점 spot 용접이음재의 파괴역학적 피로강도 평가", 자동차공학회논문집, 제6권, 제5호, pp. 20~27, 1998.
11) RWMA, "Resistance Welding Manual", Vol. 1, pp.119~143, 1956.
12) J. E. Shigley and C. R. Mischke, "Mechanical Engineering Design", 5th Edition, Mcgraw Hill, pp. 269~324, 1994.
13) D. H. Bae, J. Niisawa and A. Koiso, "On Stress Distribution and fatigue Strength of a Single Elliptical Spot Welded Lap Joint under Tension-Shear Load", JSAE Review, Vol.9, No.4, pp. 86~91, 1988.