

동적응답의 변화를 고려한 점용접부의 진동피로해석[§]

강기원^{*†} · 장일주^{**} · 김정규^{**}

* 군산대학교 기계자동차공학부, ** 한양대학교 기계공학부

Vibration Fatigue Analysis for Multi-Point Spot-Welded SPCC Structure Considering Change of Dynamic Response

Ki-Weon Kang^{*†}, Il-Joo Chang^{**} and Jung-Kyu Kim^{**}

* School of Mechanical and Automotive Engineering, Kunsan Nat'l Univ.,

** School of Mechanical Engineering, Hanyang Univ.

(Received May 6, 2010 ; Revised June 22, 2010 ; Accepted June 23, 2010)

Key Words : Frequency Response Analysis (주파수 응답 해석), Dynamic Response Change (동적 응답 변화), Spot Welding(점용접), Vibration Fatigue Analysis (진동 피로 해석)

초록: 점용접은 자동차 산업에서 차체 구조물의 대표적 접합방법으로서 차량에 피로하중이 작용할 경우 구조물 전체의 파손 발생이전에 점용접부 일부에 조기 피로파손의 발생가능성이 존재한다. 이러한 점용접부의 국부적 파손은 차량 구조물의 동적 반응 및 이에 따른 피로거동의 변화를 야기할 가능성이 존재한다. 따라서 차량과 같이 스펙트럼하중을 받는 구조물의 피로수명 평가를 위해서는 이러한 점용접부의 국부적 파손에 의한 동적 반응의 변화를 고려하여야 한다. 본 논문에서는 점용접부의 누적피로손상으로 인한 동적반응의 변화를 고려한 진동피로해석을 수행하였다. 이에 필요한 S-N 선도는 진단 점용접 시험편에 대한 일정진폭 피로시험을 통하여 획득하였다. 또한 스펙트럼하중하의 점용접부의 피로수명은 유한요소해석에 기반한 진동피로해석을 통하여 평가하였다.

Abstract: Spot welding is the primary method of joining sheet metals in the automotive industry. As automobiles are subjected to fatigue loading, some spot welds may fracture before the whole system has failed. This local fracture of spot welds may lead to change in the dynamic response and consequently affect fatigue behavior of an automobile. Therefore, this change in dynamic response should be taken into consideration to assess the fatigue life of structures subjected to spectrum loading, such as automobiles. In this study, vibration fatigue analysis was performed by taking into consideration the change in the dynamic response due to accumulated damage at spot-welded parts. Fatigue tests were carried out on tensile-shear spot-welded specimens under constant amplitude loading condition. And the fatigue life of spot welds under spectrum loading was predicted using vibration fatigue analysis method based on finite element analysis.

1. 서 론

자동차산업의 점용접은 차체의 중량을 증가시키지 않으며 사용의 간편함 때문에 널리 사용되고 있다. 그러나 내구성 측면에 있어서 취약한 약점을 보이고 있다.^(1,2) 또한 Wang 등^(3,4)은 점용접부가 피로손상(fatigue damage)을 받는 과정에서 이의 공진주파수가 변하는 것을 확인하고 이를 이용하여

피로수명을 평가하였다.

자동차와 같은 불규칙한 하중을 받는 구조물의 내구성평가에 대한 연구를 살펴보면 기존에는 사이클 카운팅을 통한 시간영역에서의 피로해석 기법이 많이 사용되어 왔다. 그러나 자동차의 차체 구조물은 고유진동수가 노면으로부터 입력되는 동하중의 주파수 범위 내에 포함될 가능성이 높으므로, 시간영역에서의 피로해석 기법을 사용할 경우 구조물의 공진과 같은 동적인 영향을 고려할 수 없다. 따라서 가진주파수 및 구조물의 고유주파수에 따른 구조물의 동적 영향을 고려한 진동피로해석(vibration fatigue analysis)에 관한 연구가 필요하며, 이에 관한 연구가 활발히 진행되고

§ 이 논문은 2010년도 대한기계학회 재료 및 파괴부문 춘계학술대회(2010. 4. 22.-23., 라테나콘도) 발표논문임.

† Corresponding Author, kwkang68@kunsan.ac.kr

© 2010 The Korean Society of Mechanical Engineers

있다.⁽⁵⁻⁷⁾ 그러나 구조물의 피로손상이 누적됨에 따라 이의 동적응답이 변화할 가능성이 존재함에도 불구하고, 기존의 진동피로해석에서는 해석과정에 매우 중요한 구조물의 주파수 응답(frequency response) 특성을 피로손상에 따라 변경하지 않은 상태로 피로파손시까지 그대로 적용하고 있다. 따라서 기존의 진동피로해석은 일정수준의 피로손상이 진행되었을 때를 파손으로 간주하는 점용접 구조물에는 적합하지 않다.

따라서 본 논문에서는 복수의 용접점을 포함한 점용접 단순 구조물을 대상으로 하여 피로손상의 누적에 따라 이의 주파수 응답의 변화를 고려한 진동피로해석 수행하였다.

2. 이론해석 및 실험방법

2.1 진동피로해석

주파수 응답 결과와 주파수 영역의 동하중을 중첩하여 동응력을 구하고 이를 피로해석 기법에 적용하여 부품이나 구조물에 대한 피로수명을 예측하는 방법이다. 이와 같은 진동 피로 해석은 시간 영역이 아닌 주파수 영역에서 피로해석이 수행된다.

진동 피로해석을 수행하기 위해서는 우선 부품이나 구조물에 대한 주파수 응답이 요구된다. 구조물의 주파수 응답은 입력되는 신호의 크기에 상관없이 주파수에 따라 신호를 증폭시키거나 감소시키는 구조물 고유의 특성이다. 진동 피로 해석에서 사용되는 동하중 이력은 파워 스펙트럼 밀도(power spectral density)의 형태로 표현하며, 이를 구조물의 주파수 응답과 중첩하여 구조물에 생기는 동응력을 산출한다. 이 때, 파워 스펙트럼 밀도는 전체 신호에 대하여 주파수에 따른 기여도를 나타낸다.

준정적 피로해석에서 손상률을 구하기 위해 사용된 Miner 법칙은 진동 피로해석에 있어서 응력 파워 스펙트럼 밀도의 확률 밀도 함수(probability density function)를 포함한 식으로 대치될 수 있다. 이로부터 주파수 영역에서 피로해석이 이루어지는 진동 피로해석에서 피로손상(fatigue damage)은 Dirlik^(8,9)에 의해 식 (1)과 같이 정의되며, 여기서 손상률의 역수가 피로수명이 되며 손상률의 합이 1 보다 크면 구조물에 파괴가 일어난다.^(8,9)

$$D_{Dirlik} = \frac{E[P]T}{b} \int_0^\infty S_a^m f_{S_a}(S_a) dS_a \quad (1)$$

여기서, $E[P]$ 는 초당 응력이력의 최고치(peak value)의 기대값이고, T 는 시간을 나타낸다. S_a 는 하중의 특성을 표현하고 있으며, b 와 m 은 $S-N$ 곡선의 피로강도계수 및 지수를 나타낸다. 응력 파워스펙트럼은 상기에서 언급한 바와 같이 하중 이력의 파워 스펙트럼과 부품의 주파수 응답값을 중첩하여 산출한다. 그리고 확률밀도함수 $f_{S_a}(S_a)$ 은 응력파워 스펙트럼을 이용하여 평가할 수 있다. Dirlik^(8,9) 은 몬테카를로 방법을 이용하여 동하중 이력곡선의 특성을 표현하는 확률밀도함수 $f_{S_a}(S_a)$ 를 경험적으로 구하였으며 이는 다음과 같다.

$$f_{S_a}(S_a) = \frac{\frac{D_1}{Q} \cdot e^{-\frac{Z}{Q} x_{S_a}} + \frac{D_2 \cdot Z}{R^2} \cdot e^{-\frac{Z^2}{2R^2} x_{S_a}^2} + D_3 \cdot Z \cdot e^{-\frac{Z^2}{2} x_{S_a}^2}}{2 \cdot \sqrt{M_0}} \quad (2)$$

여기서

$$\begin{aligned} D_1 &= \frac{2 \cdot (x_m - \gamma^2)}{b}, D_2 = \frac{1 - \gamma - D_1 - D_1^2}{b} \\ D_3 &= 1 - D_1 - D_2, \\ R &= \frac{\gamma - x_m - D_1^2}{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}, Q = \frac{1.25 \cdot (\gamma - D_3 - D_2 \cdot R)}{D_1} \\ Z &= \frac{1}{2 \cdot \sqrt{M_0}}, \gamma = \frac{1}{\sqrt{M_0 \cdot M_4}}, x_m = \frac{M_1}{M_0} \cdot \sqrt{\frac{M_2}{M_4}} \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 D_1, D_2, D_3, R 은 M_0, M_1, M_2, M_4 의 함수이다. M_0, M_1, M_2, M_4 은 면적 모멘트이며 응력 파워 스펙트럼 밀도로부터 계산된다. 하중이력의 파워 스펙트럼과 부품의 주파수 응답값을 중첩하여 응력 파워 스펙트럼을 산출한다. 이렇게 구해진 응력 파워 스펙트럼을 이용하여 확률밀도함수 $f_{S_a}(S_a)$ 를 평가할 수 있다. Dirlik 은 불규칙한 동하중 이력의 확률밀도함수 를 응력 파워 스펙트럼을 이용한 경험식으로 구하였다.

2.2 동적응답의 변화를 고려한 진동피로해석

기존의 진동피로해석은 부품이나 구조물의 초기 주파수응답 결과와 하중을 중첩하여 대상물에 발생하는 동응력을 구한 후, 이를 이용하여 수명을 평가하는 방법이다.⁽³⁾ 이 방법은 최초로 손상량이 1($D=1$)이 되는 어느 한 부분의 수명을 피로수명으로 정의한다. 그러나 다수의 점용접부를 포함한 차량 등의 구조물은 하나의 점용접부가 파손되더라도 이를 구조물의 파손으로 정의하지는

않는다. 또한 차체와 같은 실제 구조물은 피로하중으로 인해 손상이 진행됨에 따라 구조물 고유의 주파수응답이 변하게 된다. 이로 인해 구조물에 발생하는 동적응답은 변화하고 또한 피로수명 역시 변하게 된다. 따라서 다수의 점용접부를 갖는 기계구조물의 정확한 수명 예측은 기존의 진동피로해석으로는 적합하지 않다. 이의 해결을 위해서는 피로손상에 따른 주파수 응답 등의 동적응답의 변화를 고려한 피로수명 평가가 필요하다. Fig. 1 은 본 연구에서 제안한 동적응답의 변화를 고려한 진동피로해석 평가 절차이다. 여기서 i, j 는 진동피로 해석의 반복 횟수와 구조물의 파손된 점 용접부의 수를 각각 나타낸다. 먼저 여러 개의 점용접부를 갖는 대상물에 대하여 기존의 진동피로해석을 수행한다. 이로부터 피로수명이 가장 짧게 평가된 점용접부를 파손이라 정의하고, 이 용접부는 평가모델에서 제거한다. 파손된 점용접부를 제거한 모델에 의해 변화한 동적응답 이력은 주파수응답해석을 재수행하여 구한다. 이처럼 변화한 동적응답 결과를 이용하여 다시 진동피로해석을 수행한다. 구조물의 파손으로 정의되는 단계까지 이 같은 절차를 반복 수행한다. 이때 피로손상의 누적에 따른 구조물의 동적응답의 변화와 이에 따른 피로수명의 변화를 평가하기 위하여 Fig. 2 와 같이 PSD 형태의 하중조건은 0.07, 0.09 및 0.11 의 3 단계로 설정하였다. 여기서 3 단계의 하중조건은 작용 가속도 크기와 해당 신호의 주파수 범위의 상관관계를 고려하여 설정하였다. 주파수 범위는 시험편의 공진 주파수가 포함 되도록 5~700Hz 으로 설정하였다

2.3 재료 및 피로시험

본 논문에 사용한 시험재료는 자동차 차체용 재료로 많이 쓰이는 냉간압연강판(SPCC)으로서 재료의 화학적 성분은 Table 1 과 같다. 냉각압연 강판의 기계적 특성을 얻기 위해 인장시험을 수행하였고 시험편은 KS B 0801⁽¹⁰⁾ 금속재료의 인장 시험편 규격을 참조하였다. 인장시험의 결과는 Table 2 와 같다.

피로실험에 사용한 점용접 시험편은 KS B 0528⁽¹¹⁾의 규정에 따라서 제작하였으며 시험편 형상은 Fig. 3 과 같다. 교류전류를 이용한 용접조건은 용접전류 9kA, 용접시간 10cycle, 가압력 300kgf 로 설정하여 모든 시험편에 동일하게 적용하였다.

피로실험은 유압식 인장압축 피로시험기(MTS 810, 10ton)이며 실험은 응력비 $R=0.1$, 속도 15Hz 의 정현파 형태로 일정진폭하중으로 실험하였다. 또한 시험편 한쪽 끝에 보강판을 덧대어 고정시킴으로써

Table 1 Chemical composition (%)

C	Mn	P	S
0.08	0.45	0.03	0.03

Table 2 Mechanical properties

E (GPa)	σ_{ys} (MPa)	σ_u (MPa)	ϵ (%)
206	179	297	44.8

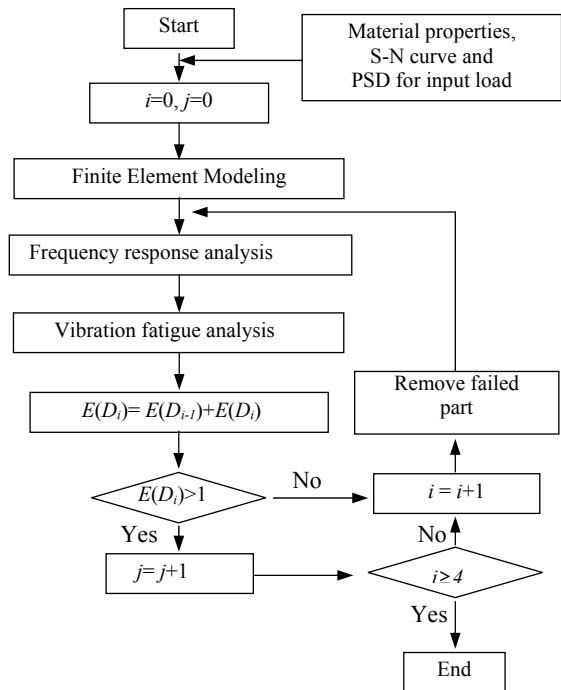


Fig. 1 Process of vibration fatigue analysis

경계조건에 의한 편심이 생기지 않도록 하였다. 피로한도는 3×10^6 cycle 로 정의하였다. 또한 시험편의 파단은 피로 균열의 길이가 너깃 길이의 2 배가 됐을 때로 정의하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 S-N 선도

점용접은 인장-전단 하중을 받기 때문에 직접적으로 피로응력-수명(S-N curve) 곡선을 얻기는 매우 어려우므로 일반적으로 점용접 시험편의 피로실험은 하중-수명(fatigue load-life) 선도를 먼저 구하게 된다. 이러한 하중-수명 선도의 미가공 자료와 점용접부에 대한 유한요소해석을 통해 S-N 곡선을 얻는다.^(12,13) Fig. 4 는 하중-수명 선도과 유한요소해석을 통해 S-N 선도를 얻는 과정으로서, 요약하면 다음과 같다

- (1) 피로실험을 통하여 반복하중 - 수명의 미가공 데이터를 얻음.
- (2) 실제 시험편 형상과 같은 형상의 유한요소 모델 형성.
- (3) 유한요소모델에 대하여 피로실험에서의 피로하중을 적용한 후 유한요소해석을 통해 용접부에서 발생하는 힘과 모멘트를 얻고 피로하중시의 응력을 구함.
- (4) 유한요소해석을 통해 얻은 응력을 이용하여 응력-수명 선도(S-N 선도)를 얻음.

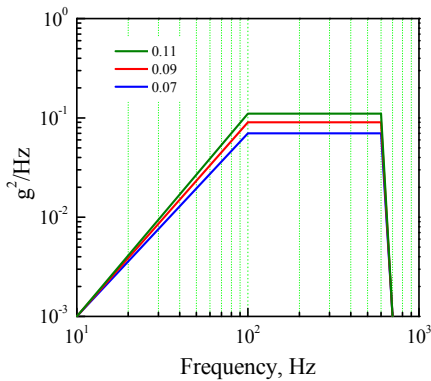


Fig. 2 Input load history for vibration fatigue analysis

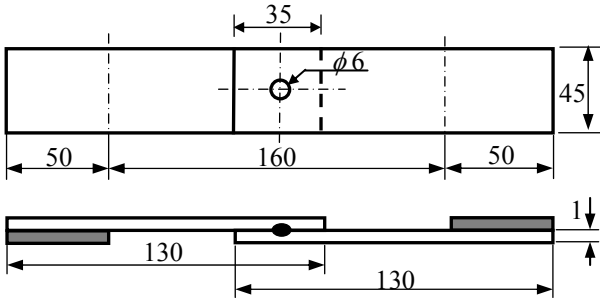


Fig. 3 Specimen for fatigue test

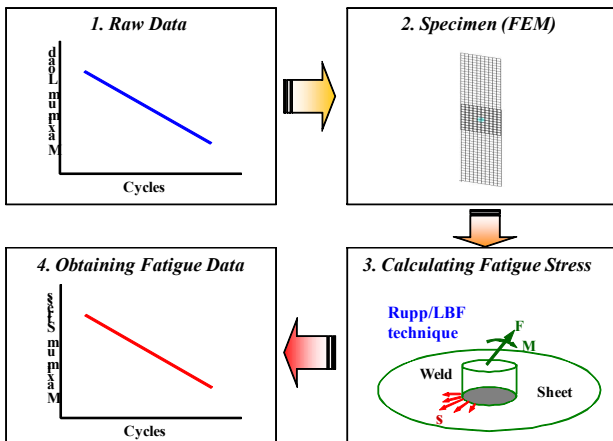


Fig. 4 Process of vibration fatigue analysis

상기의 과정중에서 유한요소해석은 MSC/Patran⁽¹⁴⁾ 및 MSC/Nastran⁽¹⁵⁾를 사용하여 수행하였다. 점용접부는 모델링의 간편함, 해석시간 및 정확도 등의 장점을 고려하여 Rupp/LBF 모델로 모델링하였다. Rupp/LBF 모델^(12,13)은 점용접 너깃 둘레 박판에서의 균열(cracking in the sheet metal)과 너깃 균열(cracking of the spot weld)의 두 가지 경우로 규정하고 있다. 본 연구에서는 피로실험과정에서 너깃 둘레 박판에서의 균열 양상만이 관찰 되었으므로 너깃 균열은 제외하였다.

Fig. 5 는 이러한 과정을 통하여 구한 점용접 시험편의 S-N 선도이다.

3.2 점용접부 모델링 및 주파수응답해석

MSC/Patran 및 MSC/Nastran 을 이용하여 Fig. 6 과 같이 8 개의 점용접이 포함된 시험편에 대한 해석을 수행하였다. 해석에는 Shell 요소인 Quad 4 와 점용접에 특화된 요소인 CWELD 를 사용하였고 총 3,410 개의 요소와 3,637 개의 절점을 사용하였다. 경계조건은 Fig. 7 과 같이 시험편이 지그에 장착되는 부분의 6 자유도를, 시험편의 변위를 잡아주는 가이드 부분은 1 자유도를 고정하였다. 또한 무게 추에는 MPC 요소를 사용하여 실제 추가 장착되어 있는 것과 같도록 분포하중을 가하여 해석을 수행하였다.

주파수에 따른 동적특성을 고려한 피로해석을 위해 주파수 응답 해석을 수행하였다. 주파수 응답해석 범위는 5~700Hz 으로 설정하였으며 주파수 증분의 크기는 10Hz 로 설정하였다. 또한 하중은 모델 전체에 1g 의 관성하중을 가하였다.

Fig. 8 은 주파수응답해석 결과와 임팩트 해머(impact hammer)를 이용해 얻은 실제 시험편의 전달함수의 그래프이다. 전달함수는 응답가속도 센서에서 얻었으며 주파수응답해석 결과는 이와 동등한 위치인

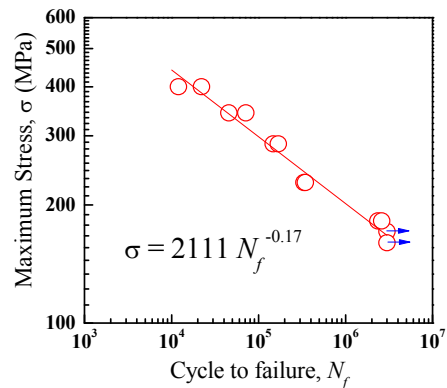


Fig. 5 S-N curve of spot welded specimen

4341 번 절점에서 얻은 값이다. 주파수응답해석에서는 공진 주파수가 560Hz 에서 발생하였고 이때 최대 응답 가속도 값은 24.6g 로 평가되었다. 또한 임팩트 해머를 이용해 얻은 실제 시험편의 공진주파수와 최대 가속도 값은 각각 555Hz, 24.67g 로 잘 일치하였다.

3.3 진동피로해석

구조물의 피로손상에 따른 동적응답의 변화를 고려하지 않고 초기의 주파수응답특성만을 이용하는 전통적인 진동피로해석의 효용성을 평가하기

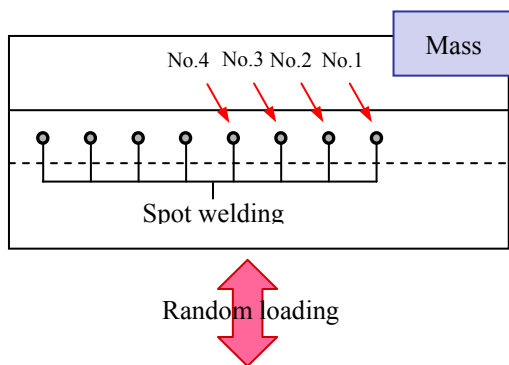


Fig. 6 Loading condition for multipoint spot welded specimen

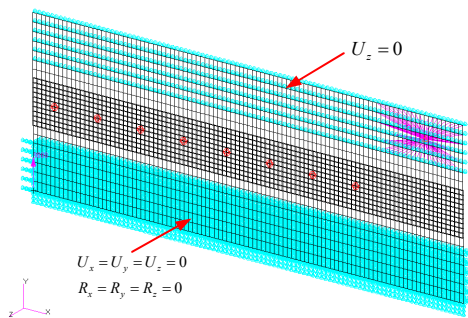


Fig. 7 Boundary conditions of finite element model

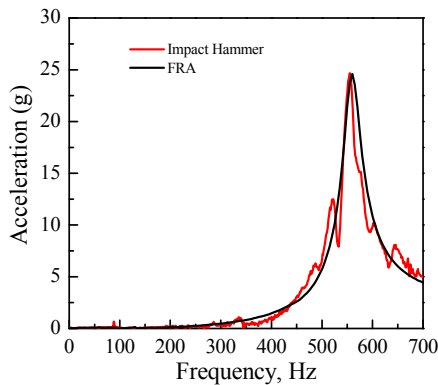


Fig. 8 Transfer function of multipoint spot welded specimen

위하여 Fig. 5 의 S-N 선도와 Fig. 2 의 하중이력 PSD 를 적용하여 MSC/Fatigue⁹⁾를 이용한 진동피로 해석을 수행 하였다. Fig. 9 는 0.11g²/Hz 단계에 대한 결과로써 2128 번 절점의 손상률은 0.00135/sec, 수명은 약 740sec 로 평가되었다. 그러나 가진 질량에 가장 가까운 첫 번째 용접점을 제외하곤 모두 무한수명으로 평가되었다. 이를 통하여 기존의 진동피로 해석으로는 점진적인 피로손상의 누적에 따른 피로수명의 변화를 고려하지 못함이 확인되었다.

피로손상 누적에 따른 주파수응답의 변화를 고려하기 위해서 Fig. 1 의 절차를 시험편의 50% 가 파손되는 시점까지 연속하여 4 번 반복하였다. Fig. 10 은 Fig. 1 의 절차에 따라 수행한 각각의 주파수 응답 해석 결과를 나타낸 것이다. 다음 절차로 진행될수록 가진 질량이 부여된 곳에서 떨어진 용접점에서 가장 큰 응력이 발생하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 11 은 각각의 주파수응답의 해석 결과를 절점 4341 에서 비교한 것이다. 주파수 응답해석 결과 피로손상이 진행될수록 주파수에 따른 시험편의 고유주파수가 감소하고 응답의 크기가 감소하는 것을 확인할 수 있다.

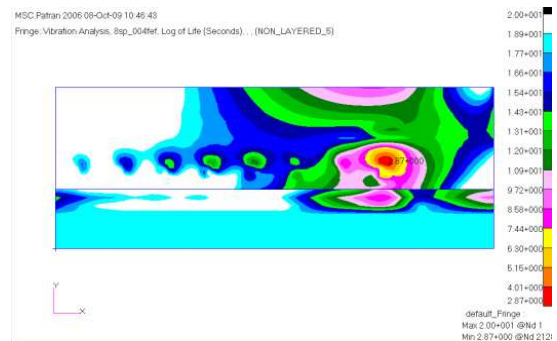


Fig. 9 Contour of fatigue damage by traditional vibration fatigue analysis

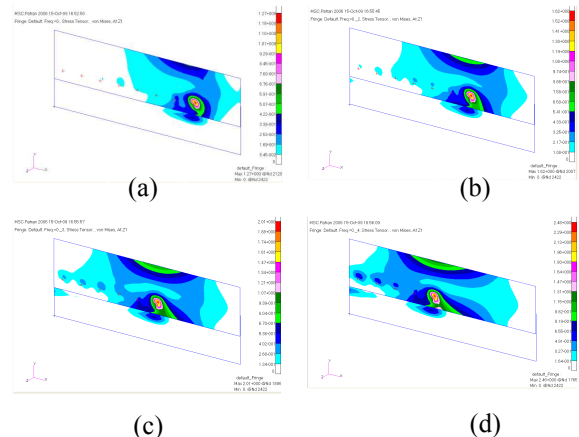


Fig. 10 Contour of frequency response analysis

Table 3 Comparison for results of fatigue life

Failure time (sec)						
PSD level	Results by Proposed method			Results by traditional method		
	0.07	0.09	0.11	0.07	0.09	0.11
(a)	2,850	1,343	740	2,850	1,343	740
(b)	4,754	2,242	1,239	1.1x10 ⁸	5.3x10 ⁷	2.8x10 ⁷
(c)	6,254	2,934	1,615	1.2x10 ¹⁵	4.9x10 ¹⁴	2.9x10 ¹⁴
(d)	9,978	4,669	2,566	1.4x10 ¹²	5.0x10 ¹¹	3.4x10 ¹¹
Total	23,736	11,188	6,159	1.2x10 ¹⁵	4.9x10 ¹⁴	2.9x10 ¹⁴

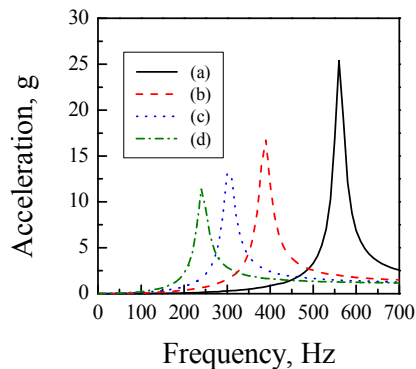
**Fig. 11** Comparison for results of FRA

Table 3 은 동적응답의 변화를 고려한 본 연구의 해석절차와 기존의 진동피로해석 절차에 의한 결과를 비교하여 나타낸 것이다. 표에서 알 수 있듯이 동적응답의 변화를 고려하지 않는 기존의 진동피로해석의 결과는 용접점의 파손에 따라 매우 비현실적인 결과를 보이고 있지만 본 연구에서 제안한 해석절차에 의한 결과는 상당히 현실적인 결과를 제시하고 있다.

4. 결론

본 연구에서는 피로손상 누적으로 인한 동적응답의 변화를 고려한 진동피로해석 기법을 제시하였다. 이에 얻어진 결론은 다음과 같다.

(1) 차량용 냉간압연강판(SPCC)의 기계적 특성을 평가하였다. 또한 점용접 시험편에 대하여 일정 하중제어 피로실험을 수행하여 다음과 같은 $S-N$ 선도를 얻었다.

$$\sigma = 2,111N_f^{-0.17}$$

(2) 8 개의 용접점이 있는 시험편에 대하여 유한요소해석을 수행하였으며, 제안한 절차에 따라 평가한 결과 피로 손상이 누적됨에 따라 구조물의 동적 응답이 변하는 것을 확인 하였다.

(3) 8 점 용접 시험편에 대하여 동적응답의 변화를 고려한 진동피로해석을 수행한 결과 동적응답의 변화를 고려하지 않은 기존 진동피로해석과 비교하여 현실적으로 부합되는 결과를 나타내었다.

참고문헌

- (1) Mahadevan, S. and Ni, K., 2002, "Damage Tolerance Reliability Analysis of Automotive Spot-Welded Joints," *Reliability Engineering & System Safety*, Vol 81, pp. 9~21.
- (2) Kuo, E.Y., Jayasuriya, M.M. and Wung, P., 2001, "The Effect of High Mileage Spot Weld Degradation on Vehicle Body Joint Stiffness," *SAE paper*, 2001-01-0426.
- (3) Wang, R.J. and Shang, D.G., 2009, "Fatigue Life Prediction Based on Natural Frequency Changes for Spot Welds Under Random Loading," *International Journal of Fatigue*, Vol 31, pp. 361~366.
- (4) Wang, R.J., Shang, D.G., Li, L.S. and Li, C.S., 2007, "Fatigue Damage Model Based on the Natural Frequency Changes for Spot-Welded Joints," *International Journal of Fatigue*, Vol 30, pp. 1047~1055.
- (5) Haiba, M., Barton, D.C., Brooks, P.C. and Levesly, M.C., 2002, "Review of Life Assessment Techniques Applied to Dynamically Loaded Automotive Components," *Computers & Structures*, Vol 80, pp. 481~494.
- (6) Kang, B.J. Sin, H.C. and Kim, J.H., 2007, "Optimal Shape Design of the Front Wheel Lower Control Arm Considering Dynamic Effects," *International Journal of Automotive Technology*, Vol 8, No. 3, pp.309~217.
- (7) Aykan, M. and Celik, M., 2009, "Vibration Fatigue Analysis and Multi-Axial Effect in Testing of Aerospace Structures," *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol 23, pp.897~908.
- (8) Dirlilik, T., 1995, "Application of Computers in Fatigue Analysis," *University of Warwick*, Ph.D. Thesis
- (9) MSC. Software, 2006, MSC.Fatigue. Quick Start Guide, Ver.2006.
- (10) KS B 0801, 2007, "Test Pieces for Tensile Test for Metallic Materials," *Korean Standard*
- (11) KS B 0528, 2001, "Method of Fatigue Testing for Spot Welded Joint," *Korean Standard*
- (12) Rupp, A., Storzel, K. and Grubisic, V., 1995, "Computer Aided Dimensioning of Spot - Welded

Automotive Structures,” *SAE Technical Paper*, 950711
(13 Gao, Y., Chucas, D., Lewis, C. and McGregor, C.J.,
2001, “Review of CAE Fatigue Analysis Techniques
for Spot-Welded High Strength Steel Automotive
Structures,” *SAE Technical Paper*, 2001-01-0835

(14) MSC. Software, 2006, MSC.Patran Users guide, Ver
2006.

(15) MSC. Software, 2004, MSC. Nastran Users guide,
Ver 2004.