

체결력에 따른 볼트 결합부의 접촉응력분포계수 평가

송준혁*, 김종규*, 강희용*, 양성모*

Estimation of Contact Stress Distribution Factor in Bolt Joint with variable Fastening torque

J. H. Song*, J. K. Kim*, H. Y. Kang*, S. M. Yang*

Abstract

Most of mechanical structures are combined of substructures such as beams and/or plates. There are few systems with unibody structures but are many systems with united body structures. Generally the dynamic analysis of whole structures is performed under alternating load. In the structure design, the analysis of each bolted joint is more important than others for zero severity.

This paper presents the analysis method of contact stress distribution factor in the bolted joint with variable fastening torque on joints in the structure. At first, a static vibration test was performed to find out a nominal stress of bolt jointed plates from the relationship between natural frequency and nominal stress. Then a contact stress was computed at contact point between bolt and plate in the structure. It is believed that the proposed method has promising implications for safer design with index of contact stress distribution factor and has merits for cost-down and saving time at the beginning of vehicle development.

keyword : bolt joint(볼트 결합부), fastening torque(체결력), nominal stress(공칭응력), contact stress(접촉응력), contact stress distribution factor(접촉응력분포계수), natural frequency(고유진동수)

1. 서론

기하학적 또는 강성(stiffness)파라미터의 심한 변화 즉, 접촉하고 있는 표면이나 갭(gap)이 존재하는 경우 발

생되는 응력집중현상은, 접촉응력(또는 잔류응력)과 함께 작용하기 마련이다. 실제로, 구조물에서 크랙진전에 의한 부분파괴 또는 완전파괴를 설명하는데, 구조물의 부재나 결합부(joints)에서 발생하는 응력집중현상은 매우 중요한

* 전북대학교 기계공학부, 자동차신기술연구소

인자이다.

기존의 연구방법 즉, 인장시험 등의 파괴역학적인 평가 실험은 그 비용 면에서나 시간적인 면에서 매우 비경제적이다. 결합부에 대한 해석은 해석기법의 차이에 따라 그 오차가 심하고 실제 실험과 같은 결과를 얻기 위해서는 많은 사항들을 고려해 주어야 하기 때문에 아주 복잡한 것이 사실이다.^{1,2,3)} 특히 조인트 부위의 해석은 아주 복잡해서 실제로 전체 구조물의 해석시 무시하고 해석하는 것이 일반적이다.

현재 대부분의 기계구조물은 불연속 부재가 용접, 볼트, 리벳 등에 의해 결합된 복합구조물이다. 용접은 응용성이 매우 높아 작은 전자부품에서 차량, 선박, 항공기 등 전 분야에 걸쳐 적용되고 있다. 그러나 용접부에는 용접시 발생하는 결함과 용접열에 의한 영향으로 잔류응력이 존재하게 되어 용접부의 파괴 및 피로강도 저하의 요인이 되고 있다. 용접부에 존재하는 취약조건들을 줄이는 방법으로 용접재료, 용접조건 및 용접방법 등을 개선하는 많은 연구가 진행되어 왔다.^{4,5,6)} 하지만 용접시 발생하는 소성 변형과 구속조건 등에 따라 변화하는 잔류응력 측정의 어려움이 크고 유지·보수성이 낮다는 단점이 있다.

최근에는 꼭 용접이 요구되는 경우가 아니라면 조립성, 보수성(保守性) 등의 이유로 용접에 의한 결합보다는 볼트 또는 리벳을 이용하여 조인트를 구성하는 경향으로 변화하는 추세이다. 따라서 볼트 결합부에 집중되는 접촉응력의 분포에 대한 연구가 필요하다. Jarfall, L.E.⁽⁷⁾는 볼트/리벳의 체결형태(fastener type), 설치방법(installation), 틈새 clearance), 구멍 가공 방법 등에 의한 영향을 고려하여 볼트/리벳에 작용하는 응력집중현상을 평가하였다. Gerhard H. Junker⁽⁸⁾는 볼트의 경우 강제 진동 하에서, 그 체결력(pre-load)에 변화를 일으킴을 연구하였다.

볼트 결합부에는 접촉응력에 의한 응력집중현상이 발생하고 또한 사용환경에서 self-loosening 현상이 발생하여 필연적으로 처음 설계한 하중보다 훨씬 작은 하중에서 체결체로서의 그 의미를 상실하게 되는 것이다. 따라서 설계 응력보다 훨씬 낮은 응력에서 구조물의 파손을 설명하기 위해서는 체결력의 변화에 따른 접촉응력분포계수의 변화를 계산할 필요가 있다.

본 연구에서는 우선, 구조물의 결합상태를 포괄적으로 표현하는 구조물의 고유진동수변화를 측정한다. 다음에는 고유진동수와 응력사이의 관계 그리고 볼트의 접촉응력분포로부터 볼트 결합부에 작용하는 최대응력을 계산한다.

즉, 간단한 실험을 통해 조인트 부위의 거동이 전체 구조물의 거동에 미치는 영향을 평가할 수 있으며, 특히 조인트의 동적거동에 따른 전체 구조물의 응력집중 현상을 간단하게 예측할 수 있어 신규 기계구조물의 초기 설계단계에서 매우 유용하게 쓰일 수 있다.

2. 볼트 결합부의 접촉응력분포계수

본 연구에서는 볼트의 구멍 가공 방법, 형태에 따른 인자 α, β 를 고려하여 볼트 결합 구조물의 응력집중현상을 평가한다. 볼트 결합부의 접촉응력분포계수(Contact Stress Distribution Factor: CSDF)는 볼트와 판 사이의 갭의 크기의 변화에 따른 집중응력의 크기로 정의한다.

볼트 체결은 다양한 원인에 의해 그 체결력의 변화를 가져온다. 특히, 동적환경에서 볼트는 self-loosening 현상을 보이므로, 설계치 보다 낮은 응력에서 파손에 이르게 된다. 따라서 그 체결력변화에 따른 접촉응력분포계수를 다시 계산 해야만 한다.

우선, 접촉응력분포계수(CSDF)는 기준응력(σ_{ref})에 대한 최대응력(σ_{max})의 비로 표현된다. α 와 β 는 Jarfall, L.E.⁽⁷⁾의 연구에서 Table 2-1과 Table 2-2와 같다.

$$CSDF = \alpha \beta \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{ref}} \quad (2-1)$$

α : Hole or surface condition factor

β : Hole filling factor

Table 2-1 Hole condition factor - α [7]

Fillet radii	1.0 - 1.5
Standard hole drilled	1.0
Broached or reamed	0.9
Cold worked holes	0.7 - 0.8

Table 2-2 Hole filling factor - β [7]

Open holes	1.0
Lock bolt(steel)	0.75
Rivets	0.75
Threaded bolts	0.75 - 0.9
Taper -Lock	0.5
Hi-Lock	0.75

본 연구에서는 볼트의 체결력과 구조물의 고유진동수 관계를 밝히고, 그 관계로부터 볼트 풀림 정도에 따른 σ_{max} 를 계산하여 CSDF를 평가하는 방법을 제시한다.

3. 볼트 결합 구조물의 CSDF 평가

3.1 강제진동을 받는 구조물의 진동응답과 구조물이 받는 응력사이의 상호 관계

강제진동을 받는 구조물의 진동응답과 구조물이 받는 응력사이에는 다음의 상호 관계가 존재한다.

$$\{q\} = [\alpha(\omega)]\{F\} \text{ 진동응답} \quad (3-1)$$

$$\{\sigma\} = [T]_e^T [T]_q^e \{q\} \text{ 응력벡터} \quad (3-2)$$

여기서, $\alpha(\omega)$ 는 구조물의 동적유연성(dynamic flexibility)이고, $[T]_q^e$ 는 응답벡터에서 변형을 벡터로의 변환행렬, $[T]_e^T$ 는 변형률에서 응력으로의 변환행렬이다. 이 과정은 모든 구조물에 대해 적용이 가능하나, 위의 두 행렬을 계산하는 것은 컴퓨터 계산 시간이 많이 걸리는 단점이 있다. 특히, 기계구조의 결합부는 기하학적 형상의 복잡성, 경계조건의 영향 및 비선형성 등의 문제점으로 인하여 일반적인 모델링기법을 수립하기가 매우 어렵다. 결합부의 복잡한 형상을 유한요소 모델링하여 해석을 수행하고자 하여도 결합부를 포함한 전체 구조의 해석시에 고려해야 할 자유도들이 매우 커지는 문제점이 있다. 또한 결합부의 모델링 영역에 대한 영향 및 비선형성의 영향들을 어떤 형태로 정리하고 근사화시키는가 하는 문제가 제기된다. Guyan⁽⁹⁾은 결합부의 상세유한요소 모델에서 등가요소로 표현되기 위해 선택된 자유도에 대한 영향계수를 정적해석을 통하여 계산한 후 역행렬을 취하는 방법으로 전체 강성행렬의 복잡한 계산과정을 거치지 않고 축약된 등가의 강성 행렬을 구하였다. 하지만 Guyan의 방법은 경계조건의 영향이 영향계수에 나타나게 되어 해석의 정확도를 떨어뜨린다.

본 연구에서는 주파수-응력 파라미터(frequency-dependent stress parameter), $\beta_{ij}(\omega)$ ⁽¹⁰⁾를 도입하여 복잡한 과정을 보다 간단하게 계산하고자 한다. 따라서 위 식(3-1)과 식(3-2)는 다음과 같이 다시 쓸 수 있다. $\beta_{ij}(\omega)$ 는 주파수와 응력 사이의 관계를 정의한 개념으로,

결합부에 발생할 수 있는 피로크랙에는 독립적인 변수이다. 즉, $\beta_{ij}(\omega)$ 는 결합부의 탄성거동에 관한 주파수-응력 파라미터이다.

$$\sigma = \beta_{ij}(\omega) | [\alpha(\omega)] \{F\} \quad (3-3)$$

식(2-1)과 (3-3)에서 볼트 풀림 정도에 따른 결합부의 CSDF를 평가할 수 있다. 본 연구에서는 Fig. 3-1, Table 3-1과 같은 볼트로 결합된 구조물에 대하여 CSDF를 계산하였다.

Table 3-1 Specimen for free vibration test

Total length	700mm	
Thickness	6mm	4mm
Length	505mm	
Width (B)	205mm	
Young's Modulus(E)	21087.7 kg/mm ²	
Poisson's ratio (ν)	0.29	
Density (ρ)	7.8×10E-6 kg/mm ³	

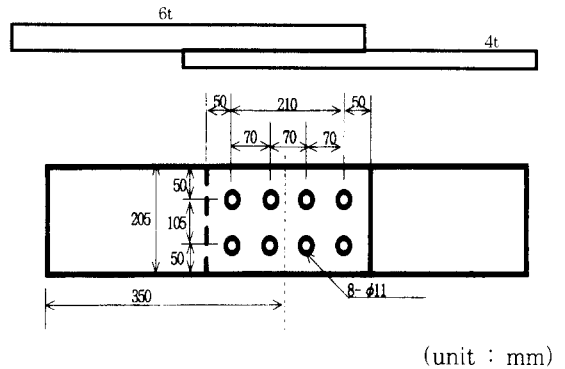


Fig. 3-1 Actual structure

볼트의 풀림에 따른 구조물의 진동 응답을 유도하기 위해 Fig. 3-2와 같은 모델을 세울 수 있다. 여기서, m은 부분질량이고, k_i , c_i 는 각각 i번째 섹터의 강성 그리고 감쇠계수이다. \vec{X}_i 는 외력벡터 \vec{F}_i 에 의한 i번째 구조물의 응답이다. Fig. 3-2에서 i번째 계의 운동방정식은

$$m\ddot{x}_i + c\dot{x}_i + kx_i = F_i(t) \quad (3-4)$$

$$F_i(t) = F_0 e^{i(\omega t + (2\pi r(i-1)/N))}$$

이다. 강제조화진동에 대한 조화응답은, 다음의 행렬 형태로 나타낼 수 있다.

$$\{\mathbf{q}\} = [\alpha(\omega)]\{\mathbf{F}\} \quad (3-5)$$

$$\{\mathbf{q}\}^T = \{X_1, X_2, \dots, X_N\}$$

i 번째 볼트가 기준 체결력보다 낮게 체결되었을 경우, 동적강성행렬 $[Z]$ 는

$$[Z] = [\alpha_{ij}]^{-1} = [k_{ij}] - [m_{ij}\omega^2 + i[C_{ij}]\omega] \quad (3-6)$$

이 된다. 따라서 i 번째 위치에서의 응답은 식(3-5), (3-6)에서 다음과 같다.

$$X_i = \sum_{j=1}^N \alpha_{ij} F_j \quad (3-7)$$

식(3-3)과 식(3-7)에서 구조물의 응력은 다음과 같다.

$$\sigma = \beta_{ij}(\omega) \left| \sum_{j=1}^N \alpha_{ij} F_j \right| \quad (3-8)$$

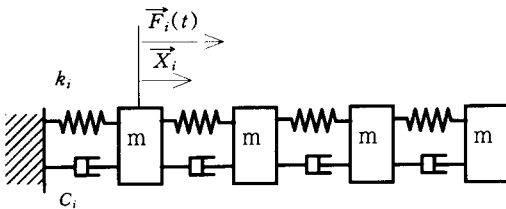


Fig. 3-2 Analytic model under forced vibration

체결력 변화에 따른 영향을 확실히 알아보기 위해, Fig. 3-1과 같이 서로 두께가 다른 평판을 2줄4열 겹치기 볼트결합한 구조물에 대해, 볼트의 피치를 일정하게 하고 자유진동시험을 수행하였다. 토크렌치를 이용하여 8개 볼트 모두에 대해 체결토크를 70Nm에서 10Nm까지 10Nm씩 감소시켜가며 시험하였다. 볼트 피치가 일정하고 8개 모두 일정한 프리로드를 받으므로, Fig. 3-3과 같은 1자유도계 모델로 등가화 할 수 있다. 그리고 가진력

은 단위 가진력 $\vec{F}_e = 1$ 로 가정한다. 진동 응답 벡터 \vec{X}_e 는 Fig. 3-3과 식(3-7)에서

$$X_e = a_e F_e \quad (3-9)$$

이다. 응력은 식(3-8)에서 식(3-10)과 같다.

$$\sigma = \beta_{ij}(\omega) |a_e F_e| \quad (3-10)$$

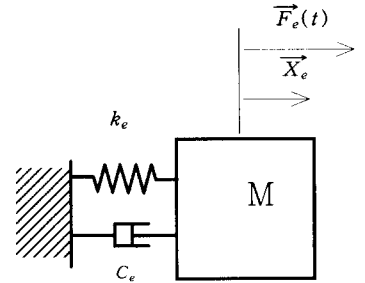


Fig. 3-3 Equivalent model of Fig. 3-2

3.2 주파수-응력 (Frequency-stress)파라미터

β_{ij} 는 Fig. 3-4에서, 점 j 에서의 진동응답에 대한 점 i 에서의 응력의 비로 표현된다⁽¹⁰⁾.

$$\beta_{ij}(\omega) = \frac{\sigma(s)|_{s=s_i}}{q(s)|_{s=s_i}} \quad (3-11)$$

표면에서의 응력은

$$\sigma(s) = \frac{EB}{2} \frac{d^2 q(s)}{ds^2} \quad (3-12)$$

이고, 응답벡터는 다음과 같다.

$$q(s) = \frac{[(\sin \lambda L + \sinh \lambda L)(\cos \lambda s - \cosh \lambda s)]}{2EI\lambda^3(1 + \cos \lambda L + \cosh \lambda L)} \quad (3-13)$$

위 식들에서, $\lambda^4 = \frac{\rho A \omega^2}{EI}$, 단면적 $A = B \times t$, $B =$

폭, t =두께, E =탄성계수이다. 위 식을 정리하면, 주파수-응력 파라미터는 다음과 같다.

$$\beta_{ij}(\omega) = \frac{E\lambda^2\omega}{2} \begin{pmatrix} (-\cos\lambda s_i, -\cosh\lambda s_i) \\ + \frac{\cos\lambda L + \cosh\lambda L}{\sin\lambda L + \sinh\lambda L} (\sin\lambda s_i + \sinh\lambda s_i) \\ (-\cos\lambda s_j, -\cosh\lambda s_j) \\ - \frac{\cos\lambda L + \cosh\lambda L}{\sin\lambda L + \sinh\lambda L} (\sin\lambda s_j - \sinh\lambda s_j) \end{pmatrix} \quad (3-14)$$

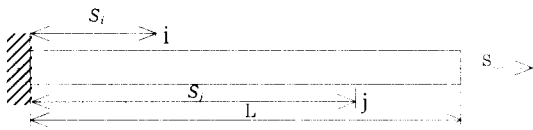


Fig. 3-4 Frequency-dependent stress parameter⁽¹⁰⁾

4. 결과 및 토 의

체결력을 70Nm에서 10Nm까지 10Nm씩 변화시켜가면서 Fig. 3-1, Table 3-1과 같은 시험편에 대해 정적진동 시험을 행하였다.

Fig. 4-1은 볼트 체결력이 낮아질수록 고유진동수 감소율이 증가함을 잘 보여주고 있다. 그래프에서 구조물의 질량변화 없이 고유진동수가 변화하는 이유를 체결력의 변화로서 설명할 수 있음을 의미한다.

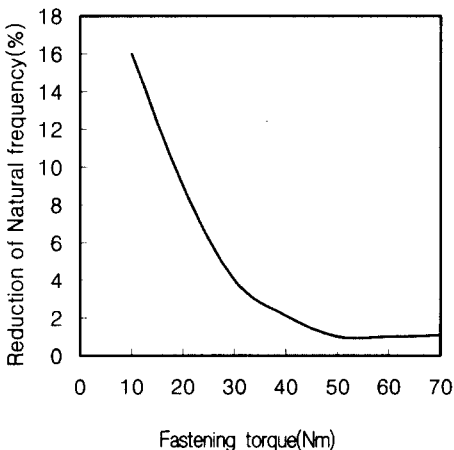


Fig. 4-1 Reduction of natural frequency with fastening torque on a bolted joint

체결력이 감소함에 따라 결합구조물의 고유진동수는 감소하는 경향을 보이는데, 고유진동수가 일정하게 유지되는 구간에서는 볼트가 체결요소로서의 기능을 수행함을 의미하며, 한편 급격한 고유진동수의 감소는 체결요소로서의 기능을 상실했음을 의미한다. 다시 말하면, 기준 체결력 이상으로 체결력을 작용하였을 때는 구조물의 고유진동수 감소율이 거의 0(zero)이 되고, 기준 체결력 이하로 체결하였을 때는 고유진동수 감소율이 증가한다. 그래프에서 체결력이 70~50Nm까지 감소하는 동안에는 고유진동수의 변화가 없다가 40Nm에서부터 급격한 고유진동수 변화를 보이므로 Fig. 4-1로부터 기준 체결력을 50Nm로 결정한다.

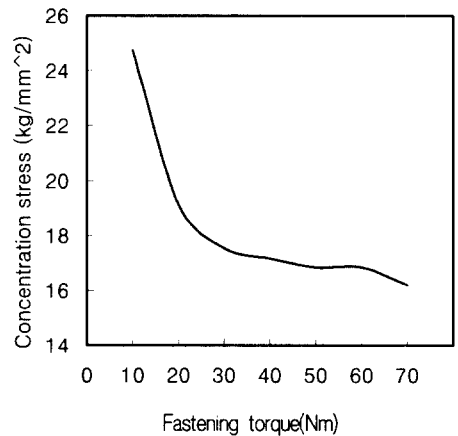


Fig. 4-2 Concentration stress with variable fastening torque

Fig. 4-2는 Fig. 4-1과 식(3-8)로부터, 구조물의 볼트 위치에서의 응력값을 도기한 것이다. Fig. 4-1은 기준 체결력으로 체결했을 때의 고유진동수를 기준으로하여 고유진동수의 감소율을 도기한 것이므로, 이 그래프 값은 식(3-8)에 대입하여 계산된 값은 구조물의 볼트 위치에 집중되는 응력값이 된다. 그래프에서 체결력이 낮아질수록 집중되는 응력이 더 커지는데, 40Nm까지는 완만한 변화를 보이다가 30Nm부터는 급격한 국부응력집중 현상을 보인다. 이는 볼트가 풀리면서 볼트와 판사이의 갭(gap)이 확대되고, 갭이 확대되면서 그 불연속지점에 응력집중 현상이 발생하는 것으로 이해할 수 있다.

Fig. 4-3은 위의 결과를 종합하여 식(2-1)로부터 계산되어진 접촉응력분포계수를 도기한 것이다. 접촉응력분포

계수는 응력의 함수이고, 응력은 고유진동수의 함수로 표현되고 고유진동수는 체결력의 영향을 받는다. 식(2-1)에서 접촉응력분포계수가 높을수록 응력집중 값이 커져 구조물의 정·동적거동에 좋지 않은 영향을 미침을 쉽게 예측할 수 있다. 즉, 접촉응력분포계수가 낮을수록 구조물의 정·동적거동 측면에서는 좋다고 말할 수 있다.

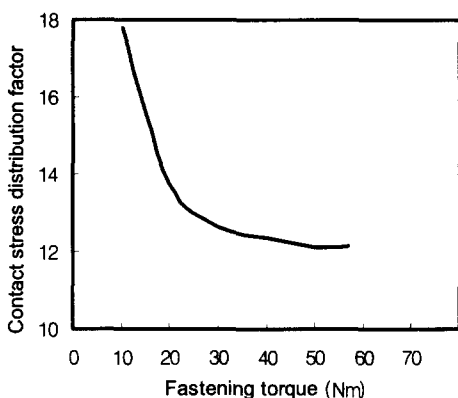


Fig. 4-3 Contact stress distribution factor with variable fastening torque

본 논문에서 접촉응력분포계수는 70Nm~50Nm까지는 12 정도로 균일한 값을 보인다. 하지만 체결력이 20% 수준까지 낮아지면 본 실험결과 17.81로 46.8%까지 증가한다. Table 4-1은 체결력 변화에 따른 접촉응력분포계수를 정리한 것이다.

Table 4-1 Contact stress distribution factor

Fastening torque	10Nm	20Nm	30Nm	40Nm	50Nm	60Nm	70Nm
ref. 50Nm	20%	40%	60%	80%	100%	120%	135%
CSDF	17.81	13.77	12.63	12.36	12.13	12.13	11.67

본 논문에서는 Fig. 4-1~Fig. 4-3의 그래프들에서 고유진동수, 집중응력 그리고 접촉응력분포계수가 볼트의 체결력에 영향을 받음을 알 수 있었다. 간단한 진동시험을 통해 얻은 고유진동수 결과를 통해 구조물의 결합상태를 쉽게 평가할 수 있고, 접촉응력분포계수를 계산하여, 응력 집중계수와 재료의 피로수명 사이의 관계를 이용하여 볼트 결합구조물의 결합방법에 따른 상대적 피로수명을 정

성적으로 예측할 수 있다.

5. 결론

볼트가 완벽하게 체결된 것으로 가정하고 설계하였기 때문에 변동하중을 받는 구조물의 수명 평가에서 많은 오차를 초기설계부터 포함하므로 볼트 결합 구조물에서 체결력 변화에 따른 고유진동수변화와 응력의 변화관계를 이용하여 피로안전설계에서 중요한 파라미터인 접촉응력분포계수를 해석하였다. 결론을 요약하면 다음과 같다.

1. 8개의 볼트로 결합된 두께가 다른 두 평판에 대해 볼트 체결력을 70Nm에서 10Nm까지 10Nm씩 변화시켜 가면서 진동실험을 수행하였다. 본 연구에 이용된 구조물에 요구되는 최소 볼트 체결력은 50Nm이었다. 기준 체결력을 50Nm로 하고 체결력변화에 따른 접촉응력분포계수의 변화를 평가하였다. 체결력이 기준 체결력에 비해 60% 수준까지 낮아지는 동안 접촉응력분포계수는 완만한 곡선을 따라 소폭 증가를 보인다. 하지만 60% 미만으로 낮아지게 되면 접촉응력분포계수는 급격히 증가하여 기준 체결력으로 체결되었을 때보다 46.8% 까지 증가함을 알 수 있다. 체결력 변화에 따라 접촉응력분포계수는 최고 52%까지 변화한다.

접촉응력분포계수가 높을수록 해당 위치에 높은 국부응력(local stress)이 집중되어 결국에는 파손에 이름을 쉽게 예측할수 있어 설계자 또는 정비담당자는, 본 논문의 과정을 실제 볼트 결합구조물에 적용하여 만약 고유진동수가 기준치 보다 낮은 경우에, 볼트 체결력에 문제가 있음을 파악할 수 있다.

2. 볼트 결합구조물에서 볼트의 체결력이 요구되는 값보다 작게 체결되었거나 사용 중에 볼트의 체결력 감소함에 따라 응력이 집중되는 현상을 정량적으로 설명할 수 있다. 구조물에서 응력집중현상은 피해야할 사항이므로, 구조물의 결합방법을 결정 또는 변경하는 기준으로 접촉응력분포계수를 이용할 수 있다. 또한 본 논문의 과정을 실제 구조물에 적용하여, 신규제품 개발시에 접촉응력분포계수가 작은 값을 가지도록 하는 결합방법을 간단하게 평가할 수 있어 시간과 비용의 낭비를 줄일 수 있을 것으로 기대된다. 따라서 본 연구의 결과를 적용하여 볼트 결합 구조물의 피로설계를 할 경우, 기존의 경우보다 더욱 안전한 설계가 가능하다.

후 기

본 연구수행에 협조해 주신 자동차 신기술연구소에 깊이 감사드립니다.

6. 참고 문헌

- [1] Toshiaki Sakurai, Yoshinobu Kamada, "Structural joint stiffness of automotive body", SAE 880550, 1988
- [2] E. Nikolaidis, Kwangju Lee, "A 3-D joint model for automotive structures", SAE 921088, 1992
- [3] 김운영, 김진홍, 장정훈, 임홍재, "박스보 T형 조인트의 강성 평가에 관한 연구", 한국자동차공학회논문집, 제3권, 제4호, p.68~77, 1995
- [4] 이용복, 정진성, 김호경, 조남익, 박상흡, "SS330 용접재에서 재분포 압축잔류응력 및 균열단합의 영향을 고려한 피로거동에 관한 연구", 한국공작기계기술학회지, 제6권, 제2호, p.26~33, 1996
- [5] 이용복, 정진성, 박영근, 김호경, "스테인레스강 용접부의 피로균열 전파속도 예측에 관한 연구", 한국공작기계학회지, 제7권, 제3호, p.68~78, 1998
- [6] D.W.Kim, S.M.Yang, J.H.Song, "An Experimental Study on Fatigue Life of Brace Mounting Joint", 한국공작기계학회지, 제7권, 제3호, p.104~109, 1998
- [7] Jarfall, L.E. "Optimum Design of Joints: The Stress Severity Factor Concept", The Aeronautical Research Institute of Sweden, 1967
- [8] Gerhard H. Junker, "New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration", European Research and Engineering, Standard Pressed Steel Co., Unbrako Koblenz, 1969
- [9] R.J. Guran, "Reduction of Stiffness and Mass Matrix", AIAA Journal, vol.3, 1965
- [10] Bishop R.E.D., and Johnson D. J., "The Mechanics of Vibration", Cambridge University Press, 1979