

< 논문 >

볼트 체결 조건에 따른 두 판재의 동적 특성 예측

홍상준* · 유정훈† · 이동진*

(2004년 12월 10일 접수, 2005년 8월 12일 심사완료)

Prediction of the Dynamic Characteristics of a Bolt-Joint Plates According to Bolting Conditions

Sang-joon Hong, Jeonghoon Yoo and DongJin Lee

Key Words : Bolted Joint(볼트결합), Finite Element Method(유한요소법), Cone Frusta Method(콘프러스타 방법), Modal Analysis(모달해석), Interference Effect(간섭효과), Mode Shape(모드형상), Relative Distance(상대변위)

Abstract

General systems have many substructures assembled at joints. The bolted joint is generally used in assembling the mechanical parts. However, there are no effective modeling methods to analyze the dynamic characteristics of bolt jointed structure using the finite element (FE) analysis, especially in case of large area contact. Moreover, the design methods for the appropriate bolt locations and the number of bolts considering the dynamic characteristics are not guided properly. In this study, a proper modeling method is developed to simulate the dynamic characteristics of a structure with the large interfaced area using the cone frusta method and spring elements. The natural frequencies are also controlled by adjusting the bolt-joint location and the number of bolts considering relative distances in mode shapes at the interface of bolt-jointed plates. The Modeling method and the optimized design method are verified based on the experimental and the FE analysis results.

기호설명

V : 포텐셜 에너지
 T : 운동에너지
 E : 탄성계수
 I : 단면 2차 모멘트 (관성 모멘트)
 A : 보의 단면적
 k : 스프링 상수
 w : 변위
 k_{eq} : 등가의 스프링 상수
 m_{eq} : 등가의 질량
 ϕ_i : 접근 함수

$q(t)$: 시간에 따른 변위
 ω : 고유값
 L : 보의 길이
 ρ : 밀도
 f_m : 단위 목적함수
 g_{nm} : Fig. 10의 절점에 의해 곡선 접합된 함수

1. 서론

고정밀도를 요구하는 구조물뿐만 아니라 일반적인 기계 구조물은 볼트, 리벳 또는 핀 등의 결합 요소에 의한 기계 부품들의 조합으로 구성되어 있다. 그 중에서 가장 빈번히 사용되는 결합 요소는 볼트로서 대부분의 기계 구조물은 볼트 결합요소를 포함하고 있다. 현재까지 볼트 결합계를 포함한 구조물에 대한 유한요소 해석(finite element

† 책임저자, 회원, 연세대학교 기계공학부

E-mail : yoojh@yonsei.ac.kr

TEL : (02)2123-2859 FAX : (02)362-2736

* 삼성전자 메카트로닉스센터

analysis)은 결합 요소를 무시하여 하나의 강체(rigid body)로 모델링되어 수행되고 있다. 그러나 볼트 결합 요소를 포함하고 있는 대상에 대한 실험 결과와 동일 대상에 대해 강체로 모델링된 결합 요소를 이용한 유한요소 해석 결과를 비교하면, 볼트 체결부를 강체로 모델링하면 그에 따른 강성의 증가가 원인이 되어 실험에서 구한 고유 주파수 값에 비해 유한요소법(finite element method)을 이용해 구한 값이 커짐을 확인할 수 있다.⁽¹⁾

볼트 결합요소를 포함한 기계 구조물의 동적 특성 해석에 대한 연구는 크게 두 가지로 나눌 수 있다. 첫째는 1969년 Klosterman이 창안한 빌딩 블록법(Building Block Approach, BBA)^(1,2)에 의한 해석이며 둘째는 유한요소 해석법을 이용하여 볼트에 대한 상세 모델링을 통하여 볼트에 의한 결합을 탄성결합으로 형상화하는 방법⁽³⁻⁶⁾이다. 그러나 전자의 경우는 많은 횡수의 실험과 실험 상에서 발생하는 잡음(noise)을 배제하기가 힘들고 결합 조건에 따라 결합 요소의 동특성이 변하기 때문에 일반적인 해답을 구하기 어렵다. 후자의 경우는 유한요소 해석 소프트웨어의 특성에 따라 모델링의 한계가 설정되어 있고, 접합면의 요소(mesh)를 처리하는데 문제점을 가지고 있다. 또한 좁은 접합면에 한정되어 연구가 진행 되었기 때문에 볼트의 위치에 따른 동적 특성의 변화를 형상화 할 수 없어 실제 해석이나 설계에 적용할 수 없는 단점을 가지고 있다. 따라서 본 연구에서 요구하는 동적 특성을 고려한 볼트 체결 위치에 대한 해석의 적용에는 어려움이 있다.

볼트 체결 위치를 설정하기 위해서는 모드에서의 상대변위와 고유진동수의 관계를 이용한다. 일반적으로 모드형상과 고유진동수는 에너지 평형식에 의해 연계되어 있다. 특히 대형 구조물의 경우, 모드 형상을 구성하는 고유 벡터(eigen vector)의 크기가 클수록 모드 형상의 변위에 대한 구속에 의해 해당 모드의 고유 진동수가 증가될 수 있다. 이는 자유도 구속에 의해 해당하는 전체 강성 행렬의 요소가 부분적으로 증가하기 때문이다.

본 연구에서는 유한요소 해석 상용프로그램인 ANSYS 7.0/multiphysics 를 이용하여 결합부의 특성을 고려한 전체 구조물의 동적 특성을 구할 수 있는 일반적인 모델링 방법을 콘프루스타 방법(cone frusta method)^(7,8)과 스프링 요소를 이용하여 정의 하였으며 이를 실험을 통해 검증하였다. 또한 본 연구에서 제시된 모델링 방법을 통해 구한 유한요소 해석 결과를 바탕으로 볼트 결합 판재의 모드 형상과 고유진동수의 관계를 고려하여 볼트의 체결 위치를 설정하는 방법을 제시하였다.

2. 모델링 기법 검증을 위한 실험

2.1 실험 구성 및 대상

Fig. 1 은 초정밀생산장비에 사용되는 강판과 그라나이트(granite) 판재로 구성된 결합 구조물, 펄스/신호 분석 시스템, 임팩트 해머, 가속도 센서등으로 구성된 실험 시스템의 개략도이다. 두 판재를 결합하는데 사용된 결합 요소는 M6×20mm 볼트이며 150kgf·cm 의 정격하중 조건을 가지고 있으며 볼트 체결 깊이는 두 판재의 전체 두께로 설정되었다. 볼트에 가해지는 정격 하중의 변화도 고유진동수에 영향을 미치나 그 영향이 체결 볼트 수의 변화에 따른 영향에 비하여 3% 이내의 변화만을 보이므로 본 연구에서는 체결 볼트 수의 변화에 따른 고유 진동 수의 변화를 측정하였다. 가진 위치는 균일 분포(evenly distribution)로 35 개의 지점 (7×5)을 매트릭스 형태로 구성하였으며 측정 위치(sensing point)는 Fig. 2(a)와 같다.

전계(assembled structure)에 대한 실험 이전에 분계(substructure)에 대한 튜닝(tuning)을 실시하여 물

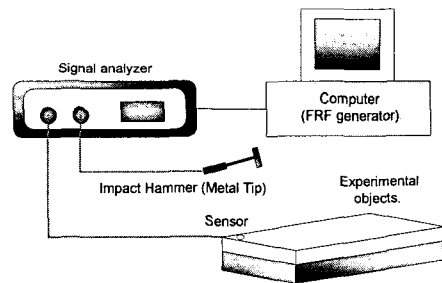


Fig. 1 Experimental set-up

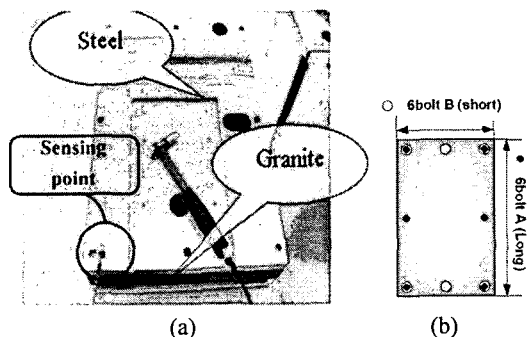


Fig. 2 Set-up for experiment & bolting location (a) Experimental objects (b) Bolting location (6 bolts)

Table 1 Experimental result for various joint conditions

mode	4 bolt	6 bolt A	6 bolt B	8 bolt
1st mode	661	704	665	726
2nd mode	768	778	811	840
3rd mode	1153	1380	1041	1390
4th mode	1239	1410	1276	1440
5th mode	1325	1630	1361	1830
6th mode	1439	1800	1808	1850
7th mode	1678	2060	2077	2160
8th mode	1817	-	-	-
9th mode	1944	-	-	-

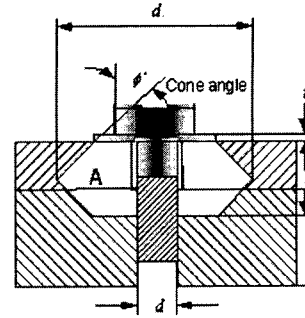


Fig. 4 Cap screw frusta model

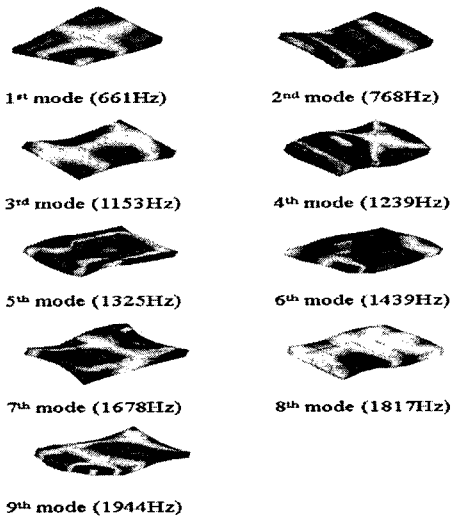


Fig. 3 Mode shapes for 4 bolt assembled plates

성치를 구하였으며 결합 조건은 4볼트, 6볼트 A(길이방향), 6볼트 B(폭 방향), 8볼트이다. 6볼트 A, B에 대한 결합 조건은 Fig. 2(b)에 표시되어 있다.

2.2 실험 결과

두 판재를 결합한 전계에 대한 0~2000Hz 구간의 실험 결과는 Table 1에 나타난 것과 같다. 실험 결과는 볼트 수가 증가하면 결합 강성이 증가하면서 공진 주파수가 상승하는 것을 보여주고 있다. 모드형상(mode shape)은 볼트 개수와 위치에 따라 변하며 볼트의 위치에 따라 모드형상의 순서가 바뀌거나 부분적 형상 변형이 있음을 알 수 있다. 수 있다. Fig. 3은 실험에 의해 구해진 4개의 볼트에 의해 고정된 판재의 모드형상을 나타낸다.

3. 모델링 기법

3.1 볼트 모델링

Fig. 4에 나타난 바와 같이 콘프러스타 방법 중에서 캡스크류 프러스타(cap screw frusta) 모델을 적용하여 볼트를 모델링 하였다. Shigley가 제안한 콘프러스타 방법의 기하학적 정리는 다음과 같다.

$$l_m = t_1 + t_2 / 2 \quad \text{if } t_2 < d \quad (1)$$

$$= t_1 + d / 2 \quad \text{if } t_2 \geq d$$

$$d_3 = 1.5d + l_m \tan \phi \quad (2)$$

콘프러스타 방법은 정적 해석의 경우에 주로 사용되어왔다. Fig. 4에서 나타난 것과 같이 볼트 체결에 의한 두 판재의 응력흐름(stress flow)이 선형적으로 나타나는 부분을 Fig. 4의 A로 표시 하였으며 이를 이용하여 Shigley는 볼트를 포함한 볼트체결 판재의 강성을 구하였다.⁽⁷⁾ 이 값은 볼트의 전체 길이가 아닌 각 부재의 두께와 볼트 및 와셔 부분의 직경에 의해 결정되며 정적 해석의 경우에 콘각(cone angle)은 30도를 설정한다.^(7,8) 콘프러스타 방법을 동적 해석에 적용하여 볼트에 의한 자유도 구속 범위를 설정할 경우, 볼트 부위의 상세한 모델링 없이도 시스템의 동적 특성을 보다 정확하게 구할 수 있다.^(10,11)

3.2 간섭 효과(interference effect)

간섭현상(interference effect)은 유한요소 해석에서 선형 동적 해석(linear dynamic analysis)을 하는 경우 분계 사이의 접합면에서 부분 자유도를 상호 구속할 때 나타나는 현상이다.⁽¹⁰⁾ 볼트 체결 시, 콘프러스타 방법을 적용하면 접합면에서 볼트 주변의 자유도 구속 영역이 결정된다. 유한요소 해석에서 각 절점 간의 교호작용(interaction)이 없는 경우 각 절점 사이에서는 모드형상을 구성하는 고유 벡터는 분계 상호간에서 독립적으로 연산된다. 그 결과 인

접한 분계의 절점은 고유 벡터 사이에서 중첩이 발생하지 않게 되며 인접한 분계는 자유도가 구속된 영역을 제외하고는 구속 조건으로서의 역할을 하지 못한다. Fig. 5는 이러한 영향에 의한 간섭현상을 나타내고 있다. 이러한 간섭현상은 시스템의 강성 오차를 증가시켜 정확한 해를 구할 수 없게 하며 각 분계의 공진 주파수에 따라 실험에서는 측정되지 않는 이종모드(pseudo mode)가 발생하게 된다.

3.3 모델링 및 최적 설계변수

간섭 효과를 억제하기 위한 방법으로 인접한 두 판계 사이에 스프링을 설치하여 교호작용을 유도한다. 스프링 설치로 인해 발생하는 설계변수는 스프링 상수, 스프링 개수 그리고 스프링의 설치 위치이다. 본 연구에서는 설계 변수를 줄이기 위

하여 행렬 형태의 균일 분포로 스프링을 설치하여 스프링의 위치를 스프링의 개수에 종속시킨다.

스프링 요소는 유한요소 동적 해석에서는 지원되지 않는 접촉 요소를 대신하게 되며 이 경우 압축력을 받게 된다. 스프링 상수의 값을 적절히 선정하지 않는 경우 접촉요소의 효과를 기대할 수 없거나 너무 강성이 커져 모드의 발생이 억제되게 된다. 실험계획법(design of experiment)을 이용하여 구한 최적의 스프링 설계 변수는 스프링의 개수의 경우 121개(11×11)이며, 스프링 상수는 1.0E+10 N/m이다.⁽¹⁰⁻¹¹⁾ 이를 이용하여 ANSYS를 이용한 유한요소 해석으로 구한 4볼트, 6볼트 A, 6볼트 B 그리고 8볼트의 동적 특성은 Table 2와 같으며 고차 모드까지 실험과 유한요소 해석의 결과가 근사함을 확인할 수 있다.

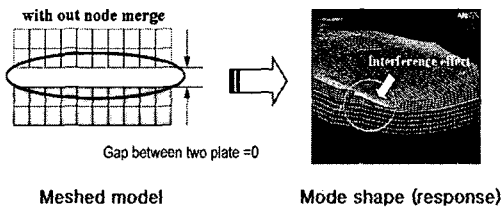


Fig. 5 Interference effect

Table 2 Analytical result for various joint conditions

mode	4 bolt			6 bolt B (short)		
	Exp. (Hz)	FEM (Hz)	error (%)	Exp. (Hz)	FEM (Hz)	error (%)
1st	661	639	3.36	665	652	1.91
2nd	768	764	0.54	811	825	1.72
3rd	1153	1208	4.79	1041	1267	21.68
4th	1239	1288	3.99	1276	1410	10.49
5th	1325	1407	6.19	1361	1466	7.73
6th	1439	1487	3.33	1808	1831	1.27
7th	1678	1725	2.78	2077	1871	9.93
8th	1817	2036	12.04	-	-	-
9th	1944	2048	5.34	-	-	-
mode	6 bolt A (long)			8 bolt		
	Exp. (Hz)	FEM (Hz)	error (%)	Exp. (Hz)	FEM (Hz)	error (%)
1st	704	696	1.17	726	733	0.99
2nd	778	768	1.29	840	826	1.62
3rd	1380	1395	1.06	1390	1399	0.65
4th	1410	1476	4.68	1440	1480	2.78
5th	1630	1706	4.64	1830	1817	0.72
6th	1800	1748	2.92	1850	1832	0.97
7th	2060	1807	12.29	2160	2158	0.09
8th	-	-	-	-	-	-
9th	-	-	-	-	-	-

(Exp. : experiment results)

4. 볼트 체결 위치 선정

4.1 이론적 배경

Fig. 6은 대형 구속조건을 지닌 스프링이 설치된 단순지지보를 나타낸다. 단순지지 보의 굽힘(bending)에 대한 포텐셜 에너지(potential energy)와 운동에너지(kinetic energy)는 각각 다음의 식 (3), (4)와 같다.

$$V = \frac{1}{2} \int E(x)I(x) \left(\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \right)^2 dx + \frac{1}{2} kw^2(a,t) \tag{3}$$

$$= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n k_{eq} q_i(t) q_j(t)$$

where, $k_{eq} = \int EI \phi_i''(x) \phi_j''(x) dx + k \phi_i(a) \phi_j(a)$

$$T = \frac{1}{2} \int m(x) \left(\frac{\partial w(x,t)}{\partial t} \right)^2 dx = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n m_{eq} \dot{q}_i(t) \dot{q}_j(t)$$

where, $m_{eq} = \int m \phi_i(x) \phi_j(x) dx$ (4)

여기서 a 는 Fig. 1에서와 같이 단순 지지보에서의 부가 스프링의 위치를 나타낸다.

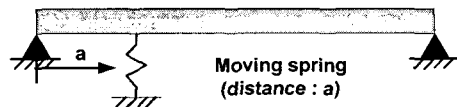


Fig. 6 Simply supported beam with moving spring

식 (3), (4)를 라그랑지식 (Lagrange's equation)에 대입하면, 식 (5)와 같은 운동방정식을 구할 수 있다.

$$[m]\{\ddot{q}(t)\} + [k]\{q(t)\} = [0] \quad (5)$$

식 (5)의 질량 및 강성 행렬은 모드 추측법(assumed modes method)을 통하여 구한다.⁽⁹⁾ 여기서 접근함수 (admissible function)는 식 (6)과 같이 대칭 구속조건을 지닌 단순지지 보의 고유모드 식을 이용하여 나타낸다.

$$\phi_i(x) = C_i \sin\left(\frac{\beta_i x}{L}\right), \quad \beta_i^4 = \frac{\rho A \omega^2}{EI} \quad (6)$$

Fig. 7(a)는 Fig. 2와 같은 길이가 1인 임의의 질량과 탄성계수의 단순지지 보에 대한 모드형상을 나타내며, Fig. 7(b)는 Fig. 6에서 좌측 편 고정단을 기준으로 스프링의 위치 a의 위치를 변화시키며 계산된 고유진동수를 나타낸다. Fig. 7(a)의 각 모드에서 고유벡터가 큰 위치에 스프링을 설치할 경우

Fig. 7(b)에서와 같이 해당 고유진동수가 큰 값을 가지는 경향을 확인할 수 있다. 이는 운동방정식에서 강성행렬의 대각 요소가 식 (3)에 의해 고유벡터가 클수록 증가하기 때문으로 판단된다.

위와 같은 특성을 고려하면 판재의 볼트 결합에 있어서도 특정 고유진동수에서의 모드의 변화가 가장 큰 위치에 볼트를 체결함으로써 해당 고유진동수를 증가시킬 수 있다. 기본 4볼트 체결 판재에서 볼트를 추가하여 설치할 경우, 볼트 체결 위치에 따른 각 모드의 영향을 판단하여 볼트 체결 위치를 결정하고 이를 이용하여 설계자가 요구하는 동적 특성을 얻을 수 있다.

4.2 상대 변위

볼트로 체결된 두 판재의 경우, 볼트로 인해 자유도가 구속된 이외의 부분은 각각의 모드형상에서 Fig. 8과 같이 동일 좌표를 지녔던 절점이 두 판재의 물성치와 기하학적 모양의 차이에 의해 다른 좌표값을 가지게 된다. 따라서, 해석 전 같은 좌표값을 지녔던 절점을 대상으로 두 절점의 동적 해석 후 좌표를 통해 거리를 환산, 식 (7)과 같이 하판의 좌표에 상판의 절점 좌표를 맵핑(mapping)하면 모드 별 볼트 체결위치에 따른 고유진동수에 대한 영향의 평가 기준을 추출할 수 있다.

$$distance_{node} = \sqrt{(X_2 - x_2)_{node}^2 + (Y_2 - y_2)_{node}^2 + (Z_2 - z_2)_{node}^2} \quad (7)$$

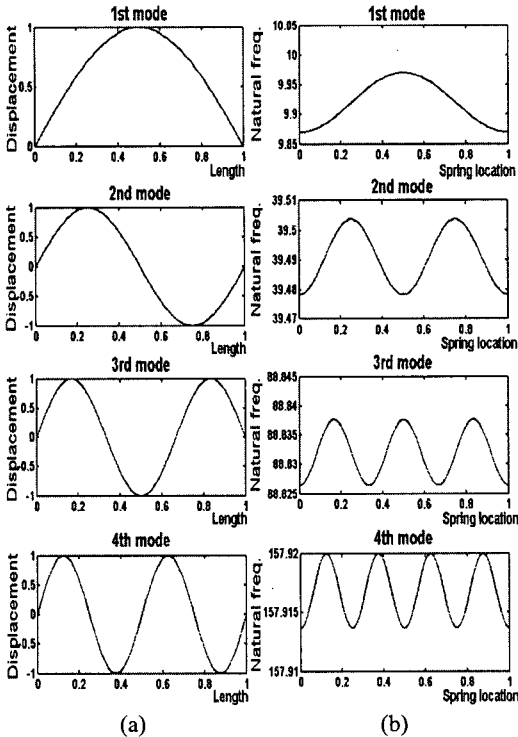


Fig. 7 Relationship between eigenvector and spring's location (a) mode shapes (simply supported beam) (b) natural frequencies by changing spring location

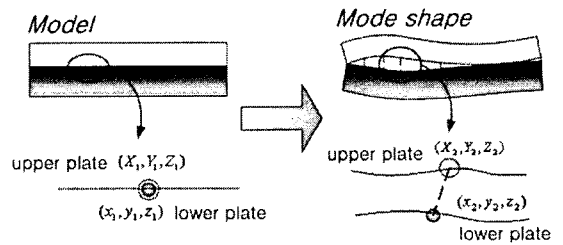


Fig. 8 Eigenvector after modal analysis

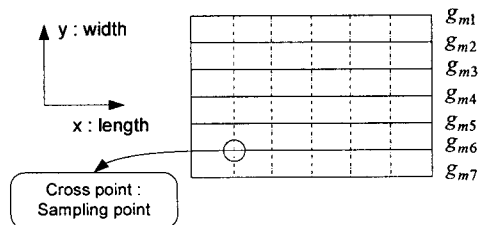


Fig. 9 Sampling points

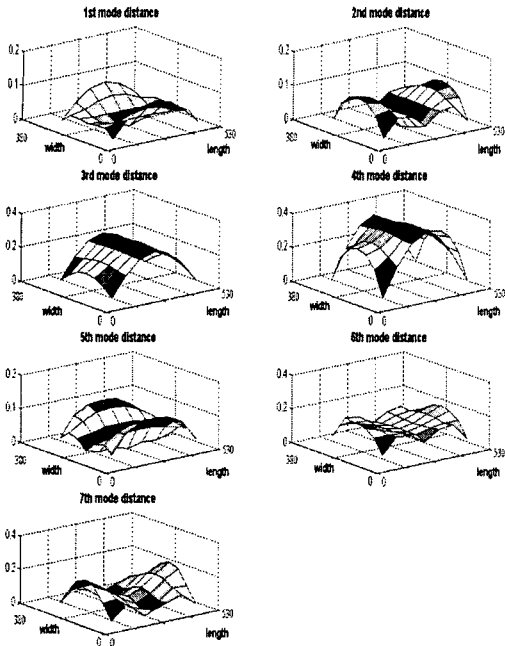


Fig. 10 Distance between two plate's node in each mode (x, y axis, unit : mm)

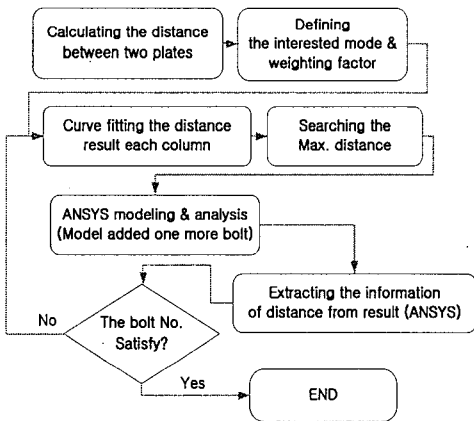


Fig. 11 Flow chart for installing bolts

식 (7)을 이용하여 49개(7×7)의 균일 분포로 이루어진 노드를 추출(sampling)하여 요철(notch)이 제거된 4볼트로 체결된 판재를 대상으로 상대 변위를 구하였다. Fig. 9와 같이 길이방향으로 7개의 노드 정보를 통해 다항식 회기법(polynomial regression)의 곡선적합(curve fitting)으로 7개의 6차 다항식을 구하였다. Fig. 10은 곡선 적합된 함수를 판재의 형상에 맞춰 3차원 좌표 평면에 도시한 것이다.

Table 3 Weighting factor values for an application

mode	1 st	2 nd	3 rd	4 th	5 th	6 th	7 th
weighting factor	1	-1	1	1	1	0	0

Table 4 Coefficients of function f_n

	n=1	n=2	n=3	n=4
a_{1n}	-0.00139	-0.00165	-0.00210	-0.00102
a_{2n}	0.03345	0.03956	0.05047	0.02440
a_{3n}	-0.31199	-0.36804	-0.47142	-0.22641
a_{4n}	1.42360	1.66890	2.15950	1.02050
a_{5n}	-3.34020	-3.84620	-5.04720	-2.31580
a_{6n}	4.00300	4.37090	5.72440	2.52250
a_{7n}	-1.70220	-1.73140	-2.32770	-1.00990

4.3 볼트 체결 위치 최적화

두 판재의 상대변위를 이용한 볼트의 체결 위치를 선정하는 방법은 Fig. 11과 같다. 4볼트 체결판재에 대한 동적 특성을 해석한 뒤 모드형상의 접합면에서 절점 정보를 추출하여 상대변위를 구한다. 상대변위를 이용하여 곡선적합과 가중치를 설정하여 목적 함수를 구하는데 이 과정에서 가중치(weighting factor) 선정은 관심 대상이 되는 모드에 대해서는 1, 고정시키고자 하는 모드에 대해서는 -1, 그리고 고려대상이 아닌 모드에 대해서는 0의 가중치를 두어 식 (8), (9)와 같은 최적화 문제를 구성한다. 그리고 함수 F 를 최대화시키는 좌표를 찾고 7개의 다항식에서 최대값을 가지는 지점을 찾는다.

$$f_n = \sum_{m=1}^{\# \text{ of mode}} w_m \cdot \frac{g_{mn}}{|g_{mn}|} \quad (n=1,2,\dots,7 : \text{column number}) \quad (8)$$

$$\text{objective : } \text{maximize } F = f(f_1, f_2, \dots, f_7) \quad (9)$$

4.4 적용 결과

체결 대상인 판재(530mm×380mm, 길이×폭)의 설계 허용 영역은 볼트 미 설치 구간인 길이 방향 25mm, 폭 방향 15mm의 가장자리 영역이 제외된 480mm×350mm이다. 동적 특성을 고려한 볼트 체결 위치 최적화 방법을 적용하기 위해 모드형상을 고려하여 1차 모드와 3, 4, 5차 모드의 고유 진동수를 증가시키고 2차 모드를 고정시키는 경우에 대하여 본 방법을 적용하였으며, 가중치는 Table 3과 같이 설정하였다 식 (10)과 Table 4는 가중치를 적용하여 구간 길이방향의 데이터를 $1 \leq x \leq 7$ 에 대

하여 곡선 집합한 식을 나타낸다. 볼트에 체결된 두 판재는 결합조건 및 기하학적 형상이 대칭 구조를 이루고 있으므로 함수 $f_1 \sim f_4$ ($1 \leq x \leq 4$) 에서 최대값을 찾는다. Fig. 12(a)는 $f_1 \sim f_7$ ($1 \leq x \leq 7$) 을 3차원 공간에 도시한 그래프이다.

$$f_n = a_{1n}x^6 + a_{2n}x^5 + a_{3n}x^4 + a_{4n}x^3 + a_{5n}x^2 + a_{6n}x + a_{7n} \quad (10)$$

Fig. 12(b)는 한 개의 추가적인 볼트를 체결한 후 유한요소 해석법에 의해 모드 해석 후 앞서 언급한 과정을 반복하여 구한 목적 함수를 도시한 것이다. 이 경우 Fig. 12(b)의 목적함수는 추가적인 볼트 체결로 인하여 체결조건에 비대칭이 발생해서 앞서 가정한 대칭구속조건이라는 가정을 벗어난다. 그러나 볼트 체결된 부분은 상대 변위가 감소하기 때문에 일정 범위를 벗어난 영역, 즉 볼트 체결에 의한 영향을 작게 받는 영역에서 상대 변위가 최대값을 가지게 된다. 따라서 볼트 체결 부분에서 일정 범위를 벗어난 영역은 구속 조건이 대칭구속 조건이라고 가정할 수 있으며, 기존의 볼트 체결의 최적위치를 설정하는 방법을 적용할 수 있다. 기존의 체결 조건과는 달리 두 번째 볼트 체결 시에는 비대칭성을 고려하여 함수 $f_1 \sim f_7$ ($1 \leq x \leq 7$) 으로 설정하였다.

4.5 최적화 결과

4볼트 체결 판재에 추가적으로 한 개의 볼트를 체결할 경우 및 두 번째 최대값을 가지는 함수 및 좌표는 Table 5와 같다. 최적의 설계 변수를 이용한 유한요소 해석법의 결과는 Table 6과 같다.

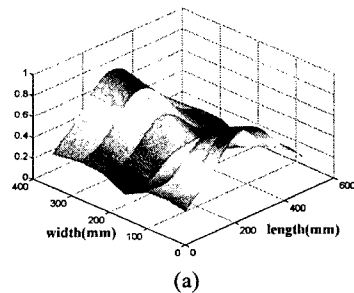
고유진동수 비교는 4볼트 기본 해석의 모드형상을 기준으로 하였다. 결과에서 가중치를 1로 설정한 모드의 경우 10% 내외의 고유진동수의 변화를 관찰 할 수 있으며, 가중치를 -1로 한 경우 1% 이내의 고유진동수 증가를 관찰 할 수 있다.

Table 5 Optimal value & coordinate

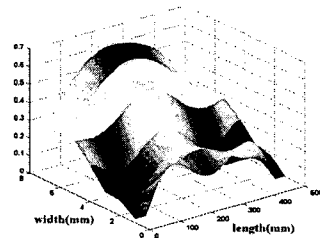
classification		value	
		1 st additional bolt	2 nd additional bolt
function used		f_1	f_7
x value		4	6
conversion value (mm)	length	265	253
	width	15	365

4.6 모드형상과 상대 변위 관계 검증

모드형상과 상대 변위의 관계를 검증하기 위하여 4볼트 기본 판재에 한 개의 볼트를 상대변위 추출 절점들을 따라 임의로 좌표를 변화 시키면서 고유진동수의 응답 값을 구하였다. Fig. 13은 볼트 위치 변화에 따른 고유진동수 응답값을 3차원 좌표평면에 도시한 결과이다. Fig. 10과 비교하였을 때 6차 모드를 제외하고 상대 변위와 주파수 응답 값이 거의 일치 하는 것을 파악할 수 있다. 6차 모드는 모드형상에서 전계에 걸쳐 비틀림 모드가 지배적으로 나타난다. 따라서 다른 모드에 비해 오차가 크며 특히 전계의 비틀림에 크게 영향을 줄 수 있는



(a)



(b)

Fig. 12 Weighted displacement sum function (a) without additional bolt (b) with one additional bolt

Table 6 Optimized frequency response

mode	4bolt	5bolt		6bolt	
		Frequency Response (Hz)	increase (%)	Frequency Response (Hz)	increase (%)
1st	665.45	688.27	3.43	726.37	9.15
2nd	808.91	811.09	0.27	815.98	0.87
3rd	1232.5	1376.9	11.72	1475.4	19.71
4th	1279.1	1504.2	17.60	1874.8	46.57
5th	1461.5	1505.9	3.04	1539.7	5.35
6th	1541.5	1659.4	7.65	1798.7	16.69
7th	1793.5	1797.1	0.20	1750.9	-2.38

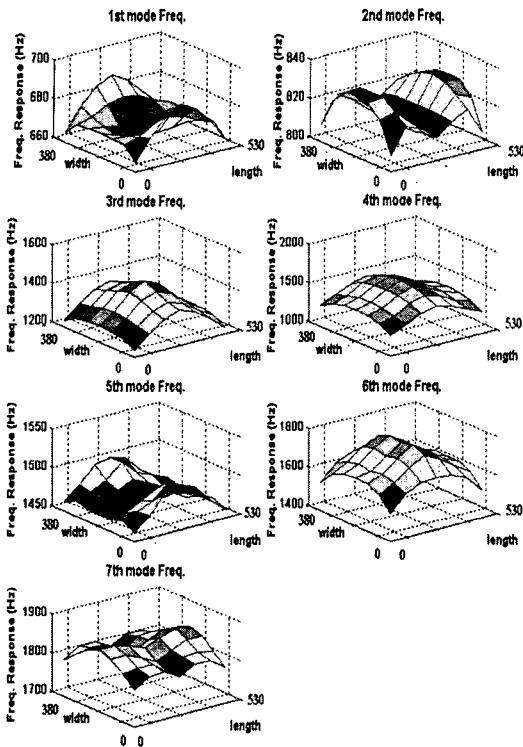


Fig. 13 Frequency response changing bolting location (x, y axis, unit : mm)

증상에서 오차가 가장 크게 나타난다. 모드형상과 상대 변위의 관계를 유한요소 해석법에 의해 검증하였으며, 초정밀 생산 장비에 사용되는 강판과 그라나이트의 4볼트, 6볼트 A, 6볼트 B의 실험결과에서도 동일한 경향성을 나타내는 것을 확인할 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 ANSYS 유한요소 상용소프트웨어를 이용하여 볼트로 체결된 결합 전체의 동특성을 해석하기 위한 방법으로 콘프러스타 방법과 간섭효과를 억제하기 위한 스프링 요소 모델링 방법을 제시하였다. 정적해석의 영역에서 주로 적용되었던 콘프러스타 방법을 이용하여 동적 해석에서의 이론적 자유도의 구속 영역을 설정하고 검증하였으며, 자유도 구속 이외의 부분에 대한 형상 변형 구속 및 인접한 분계 사이의 교호작용을 유도하기 위해 스프링 요소를 사용하는 방법을 개발하였다. 이 결과를 바탕으로 하여 인접한 분계의 상대적 변위와 저차 모드에서 고유진동수 간의 관계

를 규명하고 이를 이용하여 설계자가 요구하는 동적 특성을 구현하기 위한 볼트 체결 위치 설정의 방법을 제시하였다.

후 기

본 연구는 삼성전자 메카트로닉스센터의 지원을 받아 이루어졌습니다.

참고문헌

- (1) Wang, J. H. and Liou, C. M., 1990, "Experimental Substructure Synthesis with Special Consideration of Joint Effects," *The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis*, pp. 13~24.
- (2) Jung, J. H., Jee, T. H. and Park, Y. P., 1994, "Modal Analysis of Plate by Substructure Synthesis Method," *Journal of the Korean Society of Precision Engineering*, Vol. 11, No.6., pp. 65~74.
- (3) Kim, J. G., Park, S. S., Kim, Y. Y., Choi, S. H. and Kim, B. K., 1996, "Finite Element Modelling and Experimental Verification of the Structures with Bolted Joints," *Trans. of KSME (A)*, Vol. 20, No. 6, pp. 1854~1861.
- (4) Ahmadian, H. and Ebrahimi, M., 2002, "Identification of bolted joint interface models," *ISMA 27*, pp. 1741~1747.
- (5) Kim, S. M., Ha, J. H. and Lee, S. K., 1999, "Effects of Flange Joint on the Vibrational Characteristics of the External Cylindrical Grinding Wheel Spindle," *Journal of the Korean Society of Precision Engineering*, Vol. 16, No.10, pp. 108~125.
- (6) Kwon, Y. D., Goo, N. S., Kim, S. Y. and Cho, M. H., 2002, "Finite Element Modeling for Static and Dynamic Analysis of Structures with Bolted Joints," *Trans. of KSME (A)*, Vol. 26, No. 4, pp. 667~676.
- (7) Shigley J. E. and Mischke C. R., 1988, *Mechanical engineering design*, *Mc Graw-Hill, Inc.*, New York.
- (8) Wileman J., Choudhury M. and Green I., 1991, "Computation of member stiffness in bolted Connections," *Trans. ASME, J. Mech. Design*, Vol. 113, pp. 432~437.
- (9) Merovitch L., 1967, *Analytical Methods in Vibration*, *The Macmillan Company*, New York
- (10) Hong, S. -J., Yoo, J. H., Kim, Y. Y., Lee, D. J. and Lee, S. W., 2004, "The Modeling Method of Bolted-Joints with Linear Spring Considering Dynamic Characteristics," *The 3rd international conference on Advances in Structural Engineering and Mechanics*, pp. 1514~1525.
- (11) Hong, S. -J., Yoo, J. H., Kim, Y. Y., Lee, D. J. and Lee, S. W., 2004, "The Dynamic Characteristics of Bolt Jointed Plates Using the Finite Element Method," *Trans. of KSNVE*, Vol. 14, No. 10, pp. 990~998.