실험적 모드해석을 이용한 다물체계내 유연체의 변형모드 계산

김 효 식*, 김 상 섭**

Computation for Deformation Modes of a Flexible Body in Multibody System using Experimental Modal Analysis

Hyo-Sig Kim*, Sang-Sup Kim**

Key Words : Experimental modal analysis(실험적모드해석), Flexible multibody dynamic analysis(유연다물체 동역학해석), Deformation mode(변형모드), Degree of freedom(DOFs, 자유도), Ortho-normalization(직교정규화), 자유도확장(DOFs expansion)

Abstract

This paper presents a computational method for deformation modes of a flexible body in multibody system from the experimental modal analysis and an efficient method for flexible multibody dynamic analysis by use of the modes. It is difficult to directly use experimental modal parameters in flexible multibody dynamic analysis. The major reasons are that there are many inconsistencies between experimental and analytical modal data and experimental noises are inherent in the experimental data. So two methods, such as, a method for ortho-normalization of experimental modes and the other one for mode expansion, are suggested to gain deformation modes of a flexible body from the experimental modal parameters. Using the virtual work principle, the equation of motion of a flexible body is derived. The effectiveness of the proposed method will be verified in the numerical example of cab vibration of a truck by comparing analysis and test results.

1. 서 론

기계제품의 개발주기가 짧아짐에 따라 설계자는 실제 실험을 통한 방법보다 CAE (Computer Aided Engineering), 즉 컴퓨터 원용 공학을 이용한 방법에 관심을 기울이고 있다. 특히 CAE 의 최종 단계인 동특성 예측은 개발되는 기계제품의 진동 및 소음을 저감하고 내구력을 증대하고자 때, 설계자에게 필요한 정보를 매우 효율적으로 제공하고 있다.[(1),(2)] 그러나 복잡하고 거대한 구조물을 갖는 기계장치의 동특성을 예측하고자 할 때, CAE 를 이용한 방법의 적용성을 확보하기 위해서는 무엇보다도 해석모델의 정확성을 확보하고 해석방법의 효율성을 증대해야 한다.

실험적모드해석(Experimental modal analysis)[(5)]을 수행해서 구한 실험모드는 대상 구조물의 진동특성을 판단하는 기본 데이터로 많이 활용되고 있다. 그러나 실험 데이터내에 존재하는 잡음(noise)으로 인하여 해석모델과 연계하여 사용하고자 하는 경우에는 많은 어려움이 있다. 또한, 구조물의 진동특성을 예측하고 변경하기 위해서는 일반적으로 유한요소모델의 제작 및 모달보정(modal correlation)이 선행되어야 하는 데, 이러한 선행 작업들은 많은 비용을 요구하고 있다.

본 연구에서는 유연체의 실험모드에 대한 직교정규화법(ortho-normalization method)을 제안하고 자유도확장법(DOFs expansion method)[(3,4,5)]을 사용해서 유연체의 실험모드를 계산함으로써 유연다물체동역학해석을 위한 수치적분을 안정적으로 수행하고자 한다. 또한, 실험적모드해석으로부터 전체 구조물의 기본적인 진동특성을 구한 후, 국부적인 구조변경은 유한요소모델을 이용해서 고려하고자 한다. 최종적으로 유연 다물체 동역학해석을 수행해서 구조변경의 효과를 검토하고 시험결과와 비교함으로써 제안된 방법이 복잡한 구조물을 갖는 다

*국민대학교 자동차공학 전문대학원
E-mail : hskim001@kookmin.ac.kr
TEL : (02)910-4819
**국민대학교 자동차공학 전문대학원

물체계에 효율적으로 적용될 수 있슴을 확인하고자 한다. 2장에서 실험적모드해석 및 이로부터 구해지는 파라메터들을 알아보고 3장에서 유연체의 실험모드를 구하는 과정이 제안된다. 4장에서는 실험모드를 사용함에 따른 유연체의 기구학 및 동역학이 간략히 소개된다. 5장에서 소형트럭의 Cab 및 조향륜 진동해석 수치예제에 대한 결과를 해석 및 시험결과와 비교 및 검토하여 제안된 방법의 유효성을 검증한 후, 6장에서 결론으로 끝맺고자 한다.

2. 실험모드해석

미소 탄성변형 가정을 고려하고 변형으로 인한 코리올리스 가속도를 무시하면 유연체의 선형화된 유한요소 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\mathbf{M}\,\ddot{\mathbf{v}} + \mathbf{C}\,\dot{\mathbf{v}} + \mathbf{K}\,\mathbf{v} = \mathbf{f} \qquad (1)$$

여기서 $\mathbf{v} \in R^{Na}$, $\mathbf{f} = \mathbf{f}_E + \mathbf{f}_I$

상기식에서 $\mathbf{v}$ 은 Na 개의 공간자유도를 갖는 유한요소 절점변위벡터이며 $\mathbf{f}$ 는 외력벡터로서 동적외력 $\mathbf{f}_E$ 와 물체좌표계의 운동으로 인한 관성력 $\mathbf{f}_I$ 로 구성되고 감쇠는 비례점성감쇠로 가정한다.

실험모드해석을 통해서 구해지는 유연체의 모달파라메터[(6)], 즉 실험모드형상 ψ_i, 고유진동수 ω_i 및 모달감쇠 ξ_i 는 각각 다음과 같다.

$$\Psi = \begin{bmatrix} \psi_1 & \cdots & \psi_i & \cdots & \psi_{Ne} \end{bmatrix} \qquad (2.a)$$

$$\Lambda = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \omega_i^2 & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \qquad (2.b)$$

$$\mathbf{c} = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & 2\cdot\xi_i\cdot\omega_i & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \qquad (2.c)$$

여기서 $\Psi \in R^{Nb\times Ne}$, $\psi_i \in R^{Nb}$, $\Lambda \in R^{Ne\times Ne}$,

$\mathbf{c} \in R^{Ne\times Ne}$

상기식에서 Nb 는 실험모델의 공간자유도 수이며 Ne 느 실험모드의 수이고 Λ 는 고유치 대각행렬이며 실험모드 Ψ 는 Nb 개의 행과 Ne 개의 열로 이루어진 행렬이며 질량정규화(mass-normalization)된 모드라고 하면 식(1)에 주어진 유한요소모델의 질량, 강성 및 감쇠행렬은 다음과 같이 구해진다.

$$\mathbf{M} = \Psi^{T^+}\,\Psi^+ \qquad (3.a)$$

$$\mathbf{K} = \Psi^{T^+}\,\Lambda\,\Psi^+ \qquad (3.b)$$

$$\mathbf{C} = \Psi^{T^+}\,\mathbf{c}\,\Psi^+ \qquad (3.c)$$

여기서 Ψ^+ 는 Ψ 의 의사역행렬(pseudo-inverse matrix)[(5,6)]이다.

3. 유연체의 실험모드

실험적모드해석으로부터 구한 모달파라메터를 유연체의 변형모드로 사용하려면 실험데이터 내에 존재하는 잡음을 제거해야 하며 측정이 어려운 회전자유도의 추정 및 미측정 자유도의 보충 등과 같은 문제들을 고려해야 한다. 본 장에서는 질량정규화법[(4)]을 개선하여 유연체의 실험모드를 위한 직교정규화법을 제안하여 실험모드의 잡음을 제거하고자 한다. 또한, 자유도확장법[(3,5,6)]을 사용해서 잡음을 제거하는 동시에 자유도의 보충과 같은 문제들을 해결하고자 한다.

3.1 직교 정규화 (Ortho-normalization)

일반적으로 식(1)의 유연체 유한요소모델의 공간자유도(Na)는 식(3)의 실험모델의 공간자유도 (Nb)보다 크다. 따라서 유한요소모델에 자유도축소법[(3,5,6)]을 적용하여 실험모델의 공간자유도와 동일한 자유도를 갖는 축소모델을 만들고 축소된 절점변위벡터 $\mathbf{v}_b$ 과 모달변위벡터 $\mathbf{q}$ 의 관계를 유한요소모델의 축소모달행렬 Φ_b 를 이용하여 표현하면 다음과 같다.

$$\mathbf{v}_b = \Phi_b\,\mathbf{q} \qquad (4)$$

여기서 $\mathbf{v}_b \in R^{Nb}$, $\Phi_b \in R^{Nb\times Ne}$, $\mathbf{q} \in R^{Ne}$

상기식에서 하첨자 b 는 공간자유도가 Nb 임을 의미하며 축소모달행렬 Φ_b 는 축소질량행렬에 대해서 정규화(normalization)된 행렬이다. 또한, 유한요소모델의 축소질량행렬 $\mathbf{M}_b$ 및 축소강성행렬 $\mathbf{K}_b$ 은 축소모달행렬 Φ_b 및 유한요소 축소모델의 고유치 대각행렬을 이용하여 각각 식(3.a) 및 식(3.b)와 같이 구할 수 있다.

축소질량행렬 $\mathbf{M}_b$ 을 실험에서 구한 모달행렬 Ψ_b 의 모달공간위에 투영(projection)된, 모드투영질량행렬 $\hat{\mathbf{M}}_e$ 및 모드투영강성행렬 $\hat{\mathbf{K}}_e$ 을 구하면 다음과 같다.

$$\hat{\mathbf{M}}_e = \Psi_b^{\,T}\,\mathbf{M}_b\,\Psi_b \qquad (5.a)$$

$$\hat{\mathbf{K}}_e = \Psi_b^{\,T}\,\hat{\mathbf{K}}_b\,\Psi_b \qquad (5.b)$$

여기서 $\hat{\mathbf{M}}_e \in R^{Ne\times Ne}$, $\hat{\mathbf{K}}_e \in R^{Ne\times Ne}$, $\Psi_b \in R^{Nb\times Ne}$

일반적으로 실험모달행렬 Ψ_b 과 모드투영질량행렬 $\hat{\mathbf{M}}_e$ 사이에는 직교성(orthogonality)이 성립하지 않으므로 $\hat{\mathbf{M}}_e$ 은 비대각행렬이 된다. 본 연구에서는 $\hat{\mathbf{M}}_e$ 의 대각성분으로 이루어진 대각행렬 $\tilde{\mathbf{M}}_e$ 로부터 대각정규화행렬 $\tilde{\mathbf{S}}_e$ 를 구한다.

$$\tilde{\mathbf{S}}_e = \tilde{\mathbf{M}}_e^{-\frac{1}{2}} \tag{6}$$

상기식에서 $\tilde{\mathbf{S}}_e$ 의 i 번째 성분을 $\tilde{s}_i$ 라 할 때, 정규화모달행렬 $\tilde{\Psi}_b$ 의 i 번째 모드벡터 $\tilde{\psi}_i$ 는 Ψ_b 의 i 번째 모드벡터 ψ_i 로부터 다음과 같이 계산된다.

$$\tilde{\psi}_i = \tilde{s}_i \ \psi_i \tag{7}$$

또한, 정규화모달행렬 $\tilde{\Psi}_b$ 를 이용해서 식(5)에서와 같이 정규화된 모드투영질량행렬 $\tilde{\mathbf{M}}_e$ 및 정규화된 모드투영강성행렬 $\tilde{\mathbf{K}}_e$ 를 각각 구하고 이들로 구성된 고유치 문제를 계산해서 $\tilde{\mathbf{M}}_e$ 에 대해서 직교정규화된 모드행렬 $\tilde{\Phi}_e$ 를 구한 후, 실험모달행렬 Ψ_b 의 모달공간위에 투영(projection)하면 직교정규화실험모드 $\overline{\Psi}_b$ 가 다음과 같이 구해진다.

$$\overline{\Psi}_b = \Psi_b \tilde{\Phi}_e \tag{8}$$

여기서 $\overline{\Psi}_b \in R^{Nb \times Ne}$, $\tilde{\Phi}_e \in R^{Ne \times Ne}$

3.2 자유도 확장(Expansion)

측정된 공간자유도(*Nb*)에 대한 유한요소 축소모델의 절점변위벡터 $\mathbf{v}_b$ 과 모달변위벡터 $\mathbf{q}$ 의 관계를 모달행렬 Φ_b 를 이용하여 표현하면 식(4)와 같다. 확장하고자 하는 자유도를 *Nc* 라고 할 때, 이를 포함하는 선택자유도($Nt = Nb + Nc$)에 대한 모달행렬을 Ψ_f 라고 하자. 선택자유도에 대한 자유도확장 모달행렬 Ψ_f 를 모드확장법(mode expansion method)[3,5,6]을 이용해서 구하면 다음과 같다.

$$\hat{\Psi}_f = \mathbf{T}_f \ \Psi_b \tag{9}$$

여기서 $\hat{\Psi}_b = \mathbf{T}_b \ \Psi_b$, $\hat{\Psi}_c = \mathbf{T}_c \ \Psi_b$

$$\hat{\Psi}_f = \begin{bmatrix} \hat{\Psi}_b \\ \hat{\Psi}_c \end{bmatrix}, \quad \mathbf{T}_f = \begin{bmatrix} \mathbf{T}_b & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{T}_c \end{bmatrix}$$

일반적으로 측정된 자유도수(*Nb*)가 선택된 모드의 수(*Ne*)보다 크므로 실험모드를 적합(fitting)하는 유한요소모드의 선형조합이 구해지므로 실험모드 Ψ_b 는 $\hat{\Psi}_b$ 으로 평활화(smoothing)되어지고, 미측정 자유도의 모달행렬 $\hat{\Psi}_c$ 은 실험모드 Ψ_b 로부터 자유도 확장행렬 $\mathbf{T}_c$ 를 이용하여 계산된다.

4. 유연체의 기구학 및 운동방정식

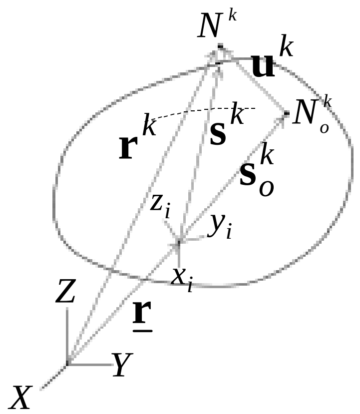

Fig. 1 Kinematics of a flexible body

그림 1에는 관성좌표계 $\{X - Y - Z\}$ 에서의 유연체의 일반화 좌표를 나타내기 위한 유연체의 기구학적 관계가 도식적으로 나타나 있다. 유연체상에 측정점 N^k 의 고정좌표계 $\{X - Y - Z\}$ 에 대한 위치벡터 $\underline{\mathbf{r}}^k$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\underline{\mathbf{r}}^k = \underline{\mathbf{r}} + \mathbf{A}\mathbf{s}^k = \underline{\mathbf{r}} + \mathbf{A}(\mathbf{s}_o^k + \mathbf{u}^k) \tag{10}$$

여기서 $\underline{\mathbf{r}}$ 은 유연체와 함께 운동하는 물체좌표계 $\{x_i - y_i - z_i\}$ 의 원점에 대한 위치벡터이며 $\mathbf{A}$ 는 회전변환행렬이고 $\mathbf{s}_o^k$ 및 $\mathbf{u}^k$ 는 각각 물체좌표계에 대한 변형전 측정점 N^k 의 위치벡터 및 병진변형벡터이다. $\underline{\mathbf{r}}$ 은 $\mathbf{r}$ 가 고정좌표계에 대해서 표현됨을 의미한다.

측정점 N^k 의 각속도 $\boldsymbol{\omega}^k$ 및 각가속도벡터 $\dot{\boldsymbol{\omega}}^k$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\boldsymbol{\omega}^k = \boldsymbol{\omega} + \dot{\boldsymbol{\varphi}}^k \tag{11.a}$$

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}^k = \dot{\boldsymbol{\omega}} + \tilde{\boldsymbol{\omega}} \dot{\boldsymbol{\varphi}}^k + \ddot{\boldsymbol{\varphi}}^k \tag{11.b}$$

여기서 $\boldsymbol{\varphi}^k$ 는 측정점 N^k 의 회전변형이다.

측정점 N^k 의 변위벡터 $\mathbf{v}^k$ 는 병진변위벡터 $\mathbf{u}^k$ 와 회전변위벡터 $\boldsymbol{\varphi}^k$ 로 구성된다. 측정점 N^k 의 변위벡터 $\mathbf{v}^k$ 와 모달변위벡터 $\mathbf{q}$ 의 관계를 실험모달행렬 Ψ^k 를 이용하여 표현하면 다음과 같다.

$$\mathbf{v}^k = \Psi^k \mathbf{q} \tag{12}$$

여기서 $\mathbf{v}^k = (\mathbf{u}^{k\mathrm{T}} \quad \boldsymbol{\varphi}^{k\mathrm{T}})^\mathrm{T}$, $\Psi^k = (\Psi_t^{k\mathrm{T}} \quad \Psi_r^{k\mathrm{T}})^\mathrm{T}$

$$\mathbf{u}^k = \boldsymbol{\Psi}_t^k \mathbf{q}, \ \ \varphi^k = \boldsymbol{\Psi}_r^k \mathbf{q}$$

측정점의 변위벡터 $\mathbf{v}$ 의 전체 자유도를 3장에서 기술한 바와 같이 전체 측정자유도(*Nf*)중에서 측정자유도(*Nb*)와 확장하고자 하는 자유도(*Nc*)를 포함하는 선택자유도(*Nf*)와 여기에 누락된 무시자유도(*Nd*)로 분리하자. 전체 측정점 N^k ($k = 1, Nn$) 중에서 선택자유도에 대응하는 측정점을 주측정점 N^i ($i = 1, Nm$)이라고 하고 무시된 자유도에 대응하는 측정점을 종측정점 N^j ($j = 1, Ns$)이라고 한 후, 측정점 변위벡터 및 모달행렬을 표현하면 다음과 같다.

$$\mathbf{v} = \begin{pmatrix} \mathbf{v}_m \\ \mathbf{v}_s \end{pmatrix}, \ \ \boldsymbol{\Psi} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{\Psi}_m \\ \boldsymbol{\Psi}_s \end{pmatrix} \tag{13}$$

여기서 $\mathbf{v}_m = \begin{pmatrix} \mathbf{v}_m^1 \\ \vdots \\ \mathbf{v}_m^i \\ \vdots \\ \mathbf{v}_m^{Nn} \end{pmatrix}, \ \ \mathbf{v}_s = \begin{pmatrix} \mathbf{v}_s^1 \\ \vdots \\ \mathbf{v}_s^j \\ \vdots \\ \mathbf{v}_s^{Ns} \end{pmatrix},$

$$\mathbf{v}_m^i = \begin{pmatrix} \mathbf{u}_m^i \\ \varphi_m^i \end{pmatrix}, \ \ \mathbf{v}_s^j = \begin{pmatrix} \mathbf{u}_s^j \\ \varphi_s^j \end{pmatrix}$$

상기식에서 아래첨자 m 및 s 는 각각 주측정점 및 종측정점에 대한 물리량을 의미한다. 그리고 주측정점의 병진 및 회전변위벡터를 실험모드를 이용해서 표현하고 종측정점의 탄성변형을 무시하면 각각 다음과 같다.

$$\mathbf{u}_m^i = \boldsymbol{\Psi}_{mt}^i \mathbf{q} \tag{14.a}$$

$$\varphi_m^i = \boldsymbol{\Psi}_{mr}^i \mathbf{q} \tag{14.b}$$

$$\mathbf{u}_s^j = \mathbf{0} \tag{15.a}$$

$$\varphi_s^j = \mathbf{0} \tag{15.b}$$

식(11)과 (14) 및 (15)로부터 주측정점 및 종측정점의 위치벡터 $\underline{\mathbf{r}}_m^i$, $\underline{\mathbf{r}}_s^j$ 는 각각 다음과 같이 표현된다.

$$\underline{\mathbf{r}}_m^i = \underline{\mathbf{r}} + \mathbf{A}(\mathbf{s}_{m0}^i + \boldsymbol{\Psi}_{mt}^i \mathbf{q}) \tag{16.a}$$

$$\underline{\mathbf{r}}_s^j = \underline{\mathbf{r}} + \mathbf{A}\,\mathbf{s}_{s0}^j \tag{16.b}$$

주측정점 및 종측정점의 속도 및 가속도는 상기식을 시간에 대해서 미분해서 구해지며 주측정점 및 종측정점의 가상변위 $\delta\mathbf{r}_m^i$, $\delta\mathbf{r}_s^j$ 와 가상회전 $\delta\pi_m^i$, $\delta\pi_s^j$ 은 각각 다음과 같다.

$$\delta\underline{\mathbf{r}}_m^i = \delta\underline{\mathbf{r}} - \mathbf{A}\tilde{\mathbf{s}}_{mt}^i \delta\pi + \mathbf{A}\boldsymbol{\Psi}_{mt}^i \delta\mathbf{q} \tag{17.a}$$

$$\delta\underline{\mathbf{r}}_s^j = \delta\underline{\mathbf{r}} - \mathbf{A}\tilde{\mathbf{s}}_{s0}^j \delta\pi \tag{17.b}$$

$$\delta\pi_m^i = \delta\pi + \boldsymbol{\Psi}_{mr}^i \delta\mathbf{q} \tag{18.a}$$

$$\delta\pi_s^j = \delta\pi \tag{18.b}$$

유연체의 변분 운동방정식은 가상일의 원리로부터 다음과 같이 표현된다.[2]

$$\delta A + \delta E_d = \delta W_e \tag{19}$$

여기서 δA , δE_d 및 δW_e 는 각각 관성력에 의한 가성일, 가상변형 에너지 및 외력에 의한 가상일을 $\delta\mathbf{r}$, $\delta\pi$ 및 $\delta\mathbf{q}$ 에 대해서 정리하면 유연체의 변분 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$(\delta\underline{\mathbf{r}}^{\mathrm{T}}\ \delta\pi^{\mathrm{T}}\ \delta\mathbf{q}^{\mathrm{T}}) \left\{ \hat{\mathbf{M}} \begin{Bmatrix} \ddot{\underline{\mathbf{r}}} \\ \dot{\omega} \\ \ddot{\mathbf{q}} \end{Bmatrix} + \hat{\mathbf{S}} + \hat{\mathbf{U}}_m - \hat{\mathbf{f}}_m \right\} = \mathbf{0} \tag{20}$$

여기서 $\hat{\mathbf{M}} = \hat{\mathbf{M}}_m + \hat{\mathbf{M}}_s$

$$\hat{\mathbf{S}} = \hat{\mathbf{S}}_m(\omega, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \hat{\mathbf{S}}_s(\omega)$$

상기식에서 $\hat{\mathbf{M}}_m$ 및 $\hat{\mathbf{M}}_s$ 은 각각 유연체의 주측정점 및 종측정점에 대한 일반화 질량행렬이며 $\hat{\mathbf{S}}_m$ 및 $\hat{\mathbf{S}}_s$ 은 각각 유연체의 주측정점 및 종측정점에 대한 일반화 원심력 및 코리올리스력 벡터이고 $\hat{\mathbf{U}}_m$ 및 $\hat{\mathbf{f}}_m$ 은 각각 유연체의 주측정점에 대한 일반화 내부 변형에너지행렬 및 외력벡터이다. 유연다물체계의 운동방정식은 유연체의 변분 운동방정식과 기구학적 구속식을 이용하여 구해진다.[1]

5. 수치 예제

본 장에서는 소형트럭의 주행중 Cab 후판(back panel)의 진동을 계산한 후, 기존의 유한요소법을 이용하는 방법의 결과와 비교하여 제안된 방법의 유효성을 확인한다. 또한, 아이들 상태에서 엔진 가진력에 의한 조향륜(steering wheel)의 진동 가속도를 계산한 후, 실차 시험결과와 비교하여 제안된 방법의 정확성을 알아보고자 한다. 해석에 사용된 소프트웨어로서 유한요소해석은 MSC/NASTRAN[7], 유연다물체동역학해석은 DADS[8]를 사용하였으며 실험적모드해석은 CADA-X 를 사용하고 실험모드는 신규로 제작된 전산프로그램을 사용해서 계산하였다. 유한요소해석 및 동역학 해석에 사용된 하드웨어는 SGI R10000기종이다. 그림 2와 같은 다물체 트럭모델은 Cab 과 프레임을 유연체로 모델링하였으며 엔진을 장착하고 있다. 프레임의 유연성 데이터는 유한요소법을 이용해서 구하였으며 Cab 의 유연성 데이터는 본 연구에서 제안하는 방법을 이용해서 구하였다.

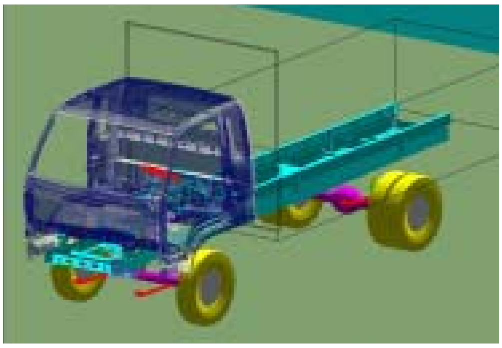

Fig. 2 Multibody truck model

Cab BIW(Body In White)의 실험적모드해석을 위한 측정점의 형상은 그림 3와 같다. 총 측정 자유도는 561개이고 측정점의 개수는 187개이며 각각의 측정점에서 X, Y 및 Z 의 3축방향에 대한 가속도를 측정한 후, 모달파라메터를 구하였다. 구해진 모달파라메터는 50Hz 까지 총 5개의 모드에 대한 모드형상, 주파수 및 모달감쇠상수이며 모드형상의 예로써 Cab BIW 의 후판(back panel)모드가 그림 4에 제시되어 있다.

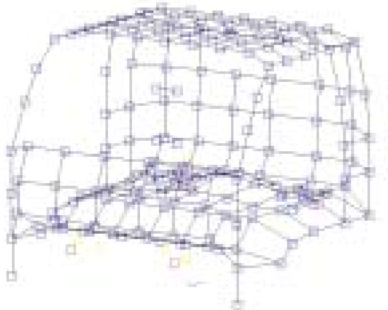

Fig. 3 Measuring points of Cab BIW

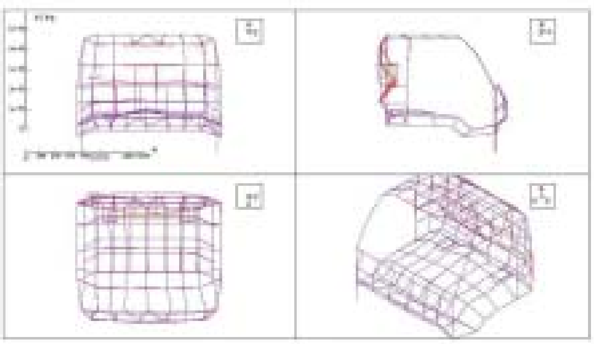

Fig. 4 An example of experimental identified mode shapes

구해진 실험모드들은 실험에 내재한 잡음들로 인하여 모드간에 직교성 및 질량행렬에 대한 정규성을 개선해야 할 필요가 있었다. 이를 위해서 측정자유도에 대응하는 유한요소모델의 축소모델을 구하고 이 축소모델에 대한 축소질량행렬을 이용해서 직교정규화 실험모드를 구하였다. 이를 위해서 사용된 유한요소모델은 그림 5와 같으며 실험모드와의 MAC 값[6] 평균이 0.44인 모달보정(modal correlation)이전의 초기 모델로서 총 절점수는 15,706개이다. 그림 4의 Cab BIW 후판모드에 대한 직교정규화 실험모드가 예로써 그림 6에 제시되어 있다.

Fig. 5 Finite element model(MAC=0.44)

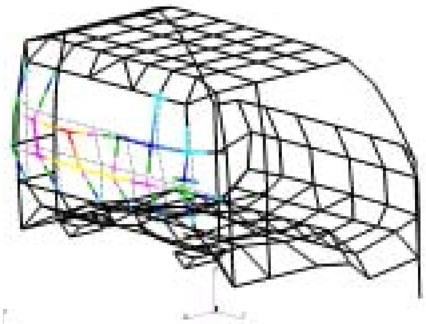

Fig. 6 An example of ortho-normalized experimental mode

직교정규화 실험모드는 잡음이 적은 측정점의 병진자유도만을 가지고 있으므로 회전자유도 및 누락된 병진자유도가 보완되어져야 하며 다물체 차량모델에 장착될 부위의 자유도도 추가되어져야 한다. 또한, 진동특성을 개선하고자 구조를 변경하기 위한 자유도도 추가되어져야 한다. 이미 구해진 직교정규화 실험모드 5 개와 그림 5 의 유한요소모델(MAC=0.44)을 이용해서 자유도확장 실험모드를 구하였으며 예로써 Cab BIW 의 후판모드에 대한 직교정규화 및 자유도확장 실험모드가 그림 7 에 제시되어 있다.

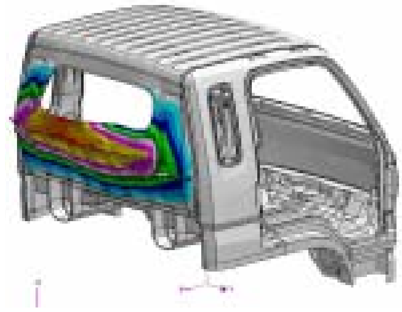

Fig. 7 An example of ortho-normalized and DOFs expanded experimental mode

이와 같이 구해진 직교정규화 및 자유도확장 실험모드 5개를 이용해서 50Hz 까지의 주행중 Cab BIW 후판의 진동가속도 시간이력을 계산하고 주파수변환하여 주파수응답을 구하였다. 제안된 실험모드와 기존의 유한요소법을 사용해서 구한 진동모드를 사용해서 구한 주파수응답의 결과가 그림 7에 비교되어져 있다. 차체, 차축 및 엔진의 강체거동이 표현되는 15Hz 미만의 주파수 대역에서는 두가지 방법의 결과가 유사하나 Cab 의 유연성이 고려되는 15Hz 이상의 주파수 대역에서는 주파수 응답함수의 피크 위치 및 크기가 다른 것을 볼 수 있다. 그런데 여기에 사용된 유한요소모델은 MAC 값이 평균 0.44로서 상관도(correlation level)가 적은 모델이다. 따라서 MAC 값을 평균 0.85이상이 되도록 유한요소모델을 개선한 후, 이로부터 얻은 유연성 데이터를 이용해서 진동해석을 수행하고 그 결과를 실험모드를 이용해서 구한 결과와 비교해보면 보다 근사해진 것을 볼 수 있다.

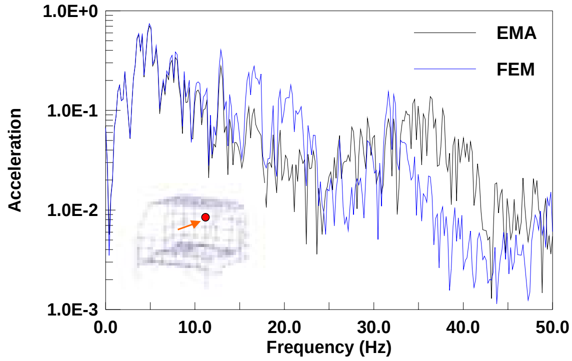

Fig. 8 Comparison of vibration of cab

상기의 Cab BIW 에 대한 자유도확장 실험모드에 조향륜의 지지 구조물 및 문(door), 유리창, 트림류 등의 유한요소모델에 대한 자유도를 추가하고, 이로부터 완성차 상태의 Cab 에 대한 자유도확장 실험모드를 구하였다. 엔진 아이들 상태에서 조향륜의 수직방향 진동가속도 시간이력을 계산하고 주파수변환하여 주파수응답을 구하였다. 제안된 방법과 실차 시험의 계측결과가 그림 8에 비교되어져 있으며 서로 유사한 것을 볼 수 있다.

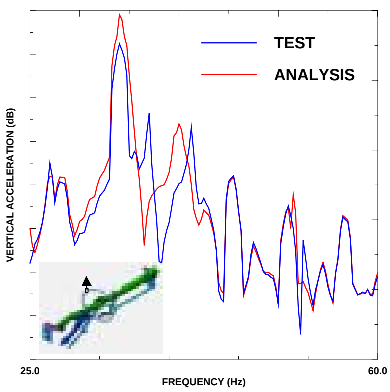

Fig. 9 Comparison of vibration of steering wheel

6. 결 론

제안된 실험모드의 계산방법 및 실험모드를 이용한 유연 다물체동역학 해석결과를 검토해 보면 다음과 같다.

(1) 실험적모드해석을 수행해서 구한 실험모드는 대상 구조물의 진동특성을 판단하는 기본 데이터로 많이 활용되고 있다. 그러나 실험 데이터내에 존재하는 잡음으로 인하여 해석모델과 연계하여 사용하고자 하는 경우에는 많은 어려움이 있다. 본 연구에서는 실험모드에 대한 직교정규화 방법을 제안하고 자유도확장법을 사용해서 유연체의 실험모드를 계산함으로써 유연다물체동역학해석을 위한 수치적분을 안정적으로 수행할 수 있었다.

(2) 구조물의 진동특성을 예측하고 변경하기 위해서는 일반적으로 유한요소모델의 제작 및 모달보정(modal correlation)이 선행되어야 한다. 그런데 이러한 선행 작업들은 많은 비용을 요구하고 있다. 본 연구에서는 실험적모드해석으로부터 전체 구조물의 기본적인 진동특성을 구한 후, 국부적인 구조변경은 유한요소모델을 이용해서 고려함으로써 복잡한 구조물을 효율적으로 모델링하였다. 또한, 유연 다물체 동역학해석을 수행해서 구조변경의 효과를 검토하고 시험결과와 비교함으로써 제안된 방법이 복잡한 구조물을 갖는 유연다물체계에 효과적으로 적용될 수 있슴을 확인하였다.

참 고 문 헌

(1) Kim,H.S., Yim,H.J. and Kim,C.B., 2003, “Robust Design for a Brake Judder of Heavy Duty Trucks using Design for Six Sigma”, SAE 2003-01-0882.

(2) Kim,H.S., Yim,H.J. and Kim,C.B., 2002, ”Computational Durability Prediction of Body Structures in Prototype Vehicles”, Int. J. of Auto. Tech., Vol 3.

(3) Craig, R. R., Jr., 1981, *Structure dynamics*, John Wiley & Sons.

(4) 장경진, 지태한, 박영필, 1996, ”실험모달데이터를 사용한 구분모드합성법의 개선”, 한국소음진동공학회 제6권 제1호, pp. 97 ~ 106.

(5) Bathe, 1982, “Finite Element Procedure in Engineering Analysis,” Prentice Hall, Inc., U.S.A.

(6) Maia ,N.M.N. and Silva ,J.M.M., 1997, “Theoretical and experimental modal analysis”, Research studies press LTD., England.

(7) MSC/NASTRAN Theoretical Manual,, 1983, MacNeal-Schwendler Corp., L.A., CA, U.S.A.

(8) DADS User’s Manual, Rev. 8.0, 1995, Computer Aided Design Software Inc., IA 52241.