

자동차 도어 진동의 파워흐름해석에 대한 실험적 연구

Experimental Study on Power Flow Analysis of Vibration of an Automobile Door

⁰길현권*.이용현**.이규형*.황성국*.홍석윤***.박영호***

서진관****.채기상****.서성훈****

H.-G. Kil, Y.-H. Lee, G.-H. Lee, S.-G. Hwang, S.-Y. Hong, Y.-H. Park,

J.-K. Seo, G.-S. Chae, S.-H. Seo

Key Words : Power Flow Analysis(파워흐름해석법), Power Flow Finite Element Method(파워흐름유한요소법)
Experimental Analysis(실험 해석), Medium-to-high Frequency (중고주파수), Automobile Door (자동차도어)

ABSTRACT

The Power Flow Analysis(PFA) can be effectively used to predict structural vibration in medium-to-high frequency range. In this paper, Power Flow Finite Element Method (PFFEM) based on PFA has been used to predict the vibration of an automobile door. The predicted results for the frequency response function of the door have been compared with corresponding experimental results. In the experiment, the automobile door has been divided into several subsystems and the loss factor of each subsystem has been measured. The input mobility at a source point has been also measured. The data for the loss factors and the input mobility have been used as the input data to predict the vibration of the automobile door with PFFEM. The frequency response functions have been measured over the surface of the door. The comparison between the experimental results and the predicted results for the frequency response functions showed that PFFEM could be an effective tool to predict the structural vibration.

1. 서론

복합구조물의 진동을 줄이고 또한 방사되는 소음을 줄이기 위하여서는 진동에너지의 공간적 분포와 에너지 흐름의 경로를 알기 위한 해석이 필요하다. 진동에너지 해석을 위하여 일반적으로 저주파수 영역에서는 유한요소해석법[1]이 그리고 고주파수 영역에서는 통계적 에너지해석법[2]이 널리 사용되고 있다. 유한요소 해석법의 경우는 진동수가 증가하게 되면 진동장을 형성하는 파동의 파장이 작아지므로 구조체를 더욱 작은 요소로 나누어야 한다. 따라서 고주파수 영

역에서의 적용은 많은 계산 시간을 요하게 된다는 단점이 있다. 통계적 에너지해석법의 경우에는 복합구조물 각 요소의 진동에너지에 대한 공간적인 평균값만을 제공하게 된다는 단점이 있다.

파워흐름해석법 (Power Flow Analysis, PFA)[3]은 진동에너지지배방정식을 기반으로 하므로 진동에너지의 공간적인 분포와 전달 경로 등을 제시할 수 있는 장점이 있다. 나아가서 파워흐름법에 유한요소기법을 도입한 파워흐름유한요소법(Power Flow Finite Element Method, PFFEM)[4,5]은 복잡한 형상의 구조물에 대한 진동 해석을 위하여 효과적으로 적용될 수 있다. 그러나 파워흐름유한법의 수치 해에 대한 신뢰성은 해석이 가능한 구조물의 해석 해와의 비교를 통하여 평가되어 왔다. 따라서 본 논문에서는 실험에 의한 결과와 파워흐름유한요소 해와의 비교를 통하여, 파워흐름유한요소법의 신뢰성을 검증하고 해석상의 특징들을 검토하고자 한다. 실험 모델로서는 실제 응용 구조물인 자동차 도어를 택하였다. 실험에서는 자유 지지되어 진동하는 자동차 도어

* 수원대학교 기계공학과
E-mail : hgkil@suwon.ac.kr
Tel : (031)220-2298, Fax : (031) 220-2494

** (주) 에이 브이 티

*** 서울대학교 조선해양공학과

**** (주) 현대자동차

의 손실계수를 측정하여, 파워흐름유한요소법의 입력 데이터로 활용하였다. 그리고 자동차 도어의 여러 지점에 대한 주파수 응답함수를 측정하고 파워흐름유한요소 해와 비교를 하였다. 이러한 비교를 통하여, 파워흐름유한요소법이 중고주파수 대역의 구조 진동을 해석하기 위하여 효과적으로 활용될 수 있음을 보였다.

2. 파워흐름해석 (PFA)

파워흐름해석(PFA)

구조 진동의 경우 면외 파동(굽힘파) 및 면내 파동(전단파, 종파)의 전파에 의하여 발생된다. 파워흐름해석법의 경우, 각 파동과 관련된 진동에너지 흐름 형태에 따른 고유의 에너지지배방정식을 정립하고 해석함으로써 진동에너지의 공간적인 분포와 전달 경로 등을 제시할 수 있는 방법이다. m 파동에 대한 진동에너지 방정식은 진동수 ω 에서 공간-시간 평균 진동 에너지 밀도 $\langle e \rangle_m$ 에 대하여 다음과 같이 표시된다[4].

$$-\frac{c_{gm}^2}{\nu\omega} \nabla^2 \langle e \rangle_m + \nu\omega \langle e \rangle_m = \langle \Pi \rangle_m \quad (1)$$

여기서 ν 는 구조감쇠에 의한 내부에너지 손실계수, c_{gm} 는 m 파동의 에너지 전파 속도, 그리고 $\langle \Pi \rangle_m$ 는 가진력에 의하여 m 파동에 전달되는 입력 파워를 나타낸다. 또한 m 파동에 대한 진동 인텐시티 벡터 $\langle I \rangle_m$ 는 다음과 같이 진동에너지밀도로 표시된다.

$$\langle I \rangle_m = -\frac{c_g}{\nu\omega} \nabla \langle e \rangle_m \quad (2)$$

식(1)과 (2)는 단순구조물의 경우 해당 구조물의 경계조건을 적용함으로써 진동에너지 밀도와 진동인텐시티 벡터를 해석적으로 구할 수 있게 된다.

파워흐름유한요소법(PFFEM)

진동에너지 방정식 식(1)과 (2)의 해를 구하기 위하여 유한요소법을 적용하면 다음과 같은 행렬식을 얻을 수 있다 [5].

$$[K_m^{(e)}] \{e_m^{(e)}\} = \{F_m^{(e)}\} + \{Q_m^{(e)}\} \quad (3)$$

여기서

$$K_m^{(e)} = \int_D \left(\frac{c_{gm}^2}{\nu\omega} \nabla \langle e \rangle_m \cdot \nabla v + \nu\omega \langle e \rangle_m v \right) dD \quad (4)$$

$$F_m^{(e)} = \int_D \langle \Pi \rangle_m v dD \quad (5)$$

$$Q_m^{(e)} = \int_{\Gamma} \frac{c_{gm}^2}{\nu\omega} \phi_i(-\vec{n}) \cdot \nabla \langle e \rangle_m d\Gamma \quad (6)$$

$K_m^{(e)}$ 와 $F_m^{(e)}$ 는 질량 및 강성 행렬 항을 포함하고 있는 계수 행렬, 입력 파워를 각각 나타낸다. 그리고 $Q_m^{(e)}$ 는 요소경계의 파워흐름을 나타내며 요소 경계 안쪽 방향을 (+) 방향을 고려한다. 이 경우 수치적 근사해는 Galerkin 근사를 사용하여 유한개의 기지함수 합 $\langle e \rangle_m = \sum_{j=1}^n e_{mj} \phi_j$ 으로 표현되며, 가중함수 v 는 근사해의 기지함수로 $v = \sum_{j=1}^n \phi_j$ 로 표현된다. 여기서 ϕ_j 는 Lagrange 다항식을 나타낸다. 구조진동을 발생시키는 굽힘파(f), 종파(l), 전단파(s)을 고려한 전체 행렬식은 각 유한 요소에 대한 행렬식 (3)을 조합함으로써 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} K_f \\ K_l \\ K_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e_f \\ e_l \\ e_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_f \\ F_l \\ F_s \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} Q_f \\ Q_l \\ Q_s \end{Bmatrix} \quad (7)$$

그리고 구조 연결지점에서 진동에너지의 불연속 현상이 존재하게 되므로 연성구조의 연결 지점을 이루는 요소의 연결 지점에서 연결요소(joint element)를 포함하게 된다. 이러한 연결요소에 대한 자세한 설명은 문헌 [5]을 참고할 수 있다.

입력 변수의 측정

파워흐름유한요소법의 입력 변수는 구조물의 내부손실계수와 입력 파워이다. 이러한 입력 변수들은 실험적으로 다음과 같이 구할 수 있다. 구조물 진동의 경우 일반적으로 면외 및 면내 진동이 연성되어 함께 발생하지만, 면외 진동이 상대적으로 보다 크게 발생하므로 실험적으로는 굽힘파에 의한 면외 진동만을 고려하게 된다.

일반적으로 파워흐름해석법은 식(1)과 같이 편미분방정식을 지배방정식으로 가지고 있기 때문에 미소 부피에 대한 내부손실계수 처리가 가능하다. 따라서 실제 구조물의 다양한 내부감쇠특성을 반영할 수 있는 장점이 있다. 하지만 실제 구조물의 모든 미소 부분의 내부감쇠특성을 계측하는 것은 실제적으로 어려움이 있다. 따라서 전체 시스템의 진동 특성과 감쇠 특성을 고려하여 유사하리라 예상되는 부분을 하나의 하부시스템으로 간주하고 전체 시스템을 여러개의 하부시스템의 조합으로 나누게 된다. 예를 들어 전체 시스템을 4개의 하부시스템으로 요소화한 경우, 파워평형조건은 중심 주파수 ω 를 갖는 주파수 대역 폭에 대해서 다음과 같은 식으로 표현된다[6].

$$\{\Pi\} = \frac{1}{\omega} [E] \{\nu\} \quad (8)$$

여기서

$$\{n\} = \begin{Bmatrix} n_1 \\ n_2 \end{Bmatrix}, \quad \{\Pi\} = \begin{Bmatrix} \Pi_1 \\ \Pi_2 \end{Bmatrix}, \quad [E] = \begin{bmatrix} E_{11} & E_{21} \\ E_{12} & E_{22} \end{bmatrix} \quad (9)$$

n_i 와 Π_i 는 i 하부시스템의 내부손실계수와 해당 하부시스템에 가해지는 입력 파워를 나타낸다. 그리고 E_{ij} 는 j 하부시스템에 입력 파워가 가해지는 경우 i 하부시스템에 발생하는 진동에너지의 공간 및 시간 평균값을 나타낸다. 그러므로 내부손실계수는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\{n\} = \frac{1}{\omega} [E]^{-1} \{\Pi\} \quad (10)$$

그러므로 식(10)은 각 하부시스템을 가진하면서 입력파워와 하부시스템의 진동에너지를 측정함으로써 내부감쇠계수가 결정될 수 있음을 의미한다.

실험에서는 각 측정 지점에서 속도를 측정하게 되는데, 해당 하부시스템의 진동에너지는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$E_{ij} = m_{eqi} \langle \overline{v_{ij}^2} \rangle \quad (11)$$

여기서 m_{eqi} 은 주파수에 대한 함수인 등가질량에 해당하며, $\langle \overline{v_{ij}^2} \rangle$ 는 j 하부시스템에 입력 파워가 가해지는 경우 i 하부시스템에 발생하는 속도 제곱의 시간 및 공간 평균 값을 나타낸다. 이 경우 등가 질량은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$m_{eqi} = \frac{\Pi_i}{\omega \langle \overline{v_i^2} \rangle n_a} \quad (12)$$

여기서 n_a 는 가손실계수를 나타내며, 해당 하부시스템의 내부 감쇠와 인접 하부시스템으로 전달되어 손실되는 진동파워를 모두 고려한 손실계수 값을 의미한다. 이러한 가손실계수는 초기 감쇠비율인 DR 즉 단위 시간당 진동 신호의 감쇠비를 측정함으로써 다음 관계를 이용하여 결정될 수 있다.

$$n_a = \frac{DR}{27.3 f_c} \quad (13)$$

f_c 는 관심주파수 밴드의 중심주파수를 나타낸다. DR을 결정하면 식(13)에 의하여 가손실계수를 구할 수 있고, 식(12)에 의하여 등가질량을 구할 수 있으므로 식(11)에 의해 해당 하부시스템의 진동에너지를 구할 수 있다.

하부시스템에 대한 입력 파워는 다음 관계를 이용하여 실험적으로 구할 수 있다.

$$\Pi_i = \frac{1}{2} |F_i| \operatorname{Re}\{Y_i\} \quad (14)$$

여기서 F_i , Y_i 는 i 하부시스템에 속한 가진 지점에서 측정되는 가진력과 가진 지점의 모빌리티를 나타낸다.

3. 실험 해석

실험모델은 자유지지된 자동차 도어 BIW이다. 도어는 그림 1과 같이 (A) 도어의 외판부, (B) 보강된 내판부, (C) 내판부, (D)창측 프레임, 즉 4개의 하부시스템으로 나누어 고려하였다. 각 하부시스템 당 가진지점은 3지점을 선정하였으며, 진동 측정 지점으로는 각 하부시스템 당 40, 30, 65, 23 지점을 고려하였다. 진동 측정으로서는 충격 가진에 의한 주파수응답함수를 측정함으로써 가역성의 원리를 적용하였다. 각 가진 지점마다 모빌리티를 측정하였으며, 각 하부시스템의 내부손실계수를 구하기 위하여 식(8)-(14)의 과정을 적용하였다.

4. 결과 및 고찰

실험에서는 각 하부시스템의 내부손실계수와 모빌리티를 측정하였으며, 또한 각 하부시스템에 대한 주파수응답함수를 측정하였다. 이 경우 도어의 강제 진동을 고려한 가진 지점으로는 하부시스템 B(내판 보강부)에 속한 도어의 측면부 중심을 고려하였다. 도어 진동에 대한 수치 해석을 위하여서는 파워흐름유한요소법을 적용하였으며, 실험을 통해서 구한 4개의 하부시스템에 대한 내부감쇠계수와 입력 모빌리티를 이용하였다. 도어의 유한 요소 모델로서는 저주파수 진동을 해석하기 위한 NASTRAN 모델을 수정하여 사용하였으며, 49613 노드와 27951 요소를 갖는 모델에 해당한다.

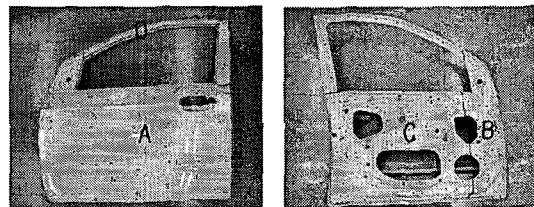


그림 1. 도어의 4개 하부시스템

그림 2는 하부시스템 A, B, C, D의 특정 지점에서 주파수응답함수에 대한 실험 결과와 해석 결과를 주파수 200~2000Hz범위에 대하여 비교한 그림이다. 실험 결과는 해당 주파수에서 1/3 옥타브 주파수 밴드에 대한 주파수 평균 값을 나타내고, 해석 결과는 해당 주파수에 대한 수치 해석 결과를 나타낸다. 그림 3에서 실험 결과와 파워흐름유한요소 해석 결과를 비교하여 보면, 파워흐름유한요소해석 결과가 중고주파수 대역에 대한 주파수 의존도를 비교적 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. 그림 3과 4는 각각 주파수 200 Hz

와 1250 Hz에서 하부시스템 A, B에 대한 주파수응답함수의 공간 분포를 보여 주고 있다. 그림 3, 4에서 실험 결과와 파워흐름유한요소해석 결과를 비교하여 보면, 파워흐름유한요소법이 실험 결과에 대한 공간 평균값을 비교적, 잘 예측하고 있다고 볼 수 있다. 파워흐름유한요소법은 일반적으로 진동의 공간 분포에 대한 정보를 제공 하게 되지만, 도어의 경우와 같이 비교적 작은 값의 내부손실계수 값을 갖고 있는 경우에는 공간 평균값에 가까운 값을 제공하게 된다.

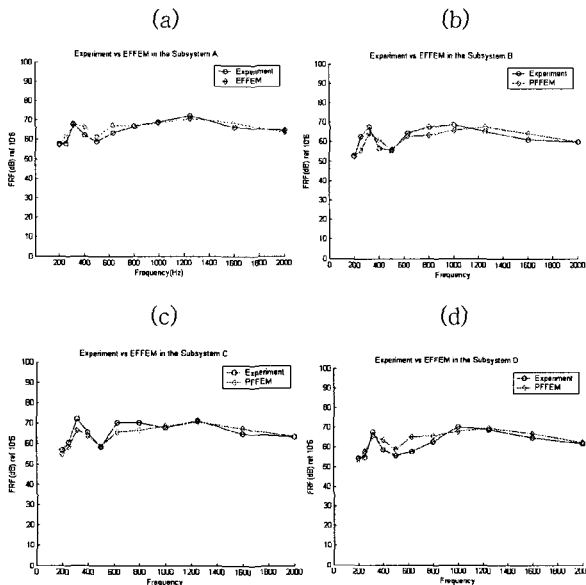


그림 2. 하부시스템 (a) A, (b) B, (c) C, (d) D에서 주파수 응답함수에 대한 실험 결과와 PPFEM 결과와의 비교 (주파수 200-2000 Hz)

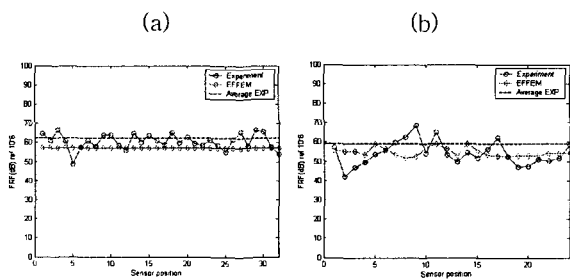


그림 3. 주파수 200 Hz에서 하부시스템 (a) A, (b) B 주파수 응답함수의 공간 분포에 대한 실험 결과와 PPFEM 결과와의 비교

5. 결론

본 논문에서는 실험에 의한 결과와 파워흐름유한요소법에 의한 해석 결과와의 비교를 통하여, 파워흐름해석법의 신뢰성을 검증하고자 하였다. 실험에서는 자동차 도어를 4개의

하부시스템으로 나누어 각 하부시스템의 내부손실계수와 가진 지점의 입력 모빌리티를 측정하여 파워흐름유한요소법을 적용하기 위한 입력 데이터로 활용하였다. 그리고 도어의 여

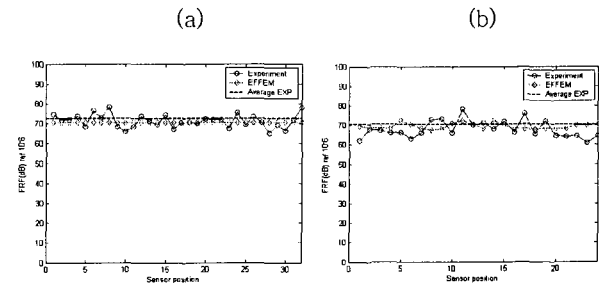


그림 4. 주파수 1250 Hz에서 하부시스템 (a) A, (b) B 주파수 응답함수의 공간 분포에 대한 실험 결과와 PPFEM 결과와의 비교

러 지점에 대한 주파수 응답함수를 측정하고 파워흐름유한요소법에 의한 해석 해와 비교를 하였다. 이러한 비교를 통하여, 파워흐름유한요소법이 중고주파수 대역의 구조 진동을 해석하기 위하여 효과적으로 활용될 수 있음을 보였다.

후 기

본 연구는 (주)현대자동차의 지원에 의하여 수행 되었습니다.

문 헌

- (1) O.C. Zienkiewicz, 1977, *The Finite Element Method*, 3rd ed. McGraw-Hill, London S.A. Hambric, "Power Flow
- (2) R.H. Lyon, *Statistical Analysis of Dynamic Systems: Theory and Applications*, MIT Press, 1975.
- (3) V.D. Belov, S.A. Rybak, B.D. Tartakovskii, "Propagation of Vibrational Energy in Absorbing Structures," *J. Soviet Physics Acoustics*, 23(2), pp. 115-119, 1977.
- (4) D.J. Nefske, S.H. Sung, "Power Flow Finite Element Analysis of Dynamic Systems : Basic Theory and Application to Beams," *J. Vib. Acoustics, Stress and Reliability in Design*, 111, pp.94-100, 1989.
- (5) S.S. Seo, S.Y. Hong, Y.H. park, H.G. Kil, "Vibration Analysis of Vehicle Systems in Medium to High Frequency Ranges Using a Newly Developed PPFEM Software," *Inter-Noise 2002*
- (6) B. Cimmerman, T. Bharj, G. Borello, "Overview of the Experimental Approach to Statistical Energy Analysis," *SAE Noise & Vibration Conference*, 97NV169, 1997.