

파워흐름해석법의 신뢰성 검증을 위한 원통형 구조물의 진동실험

Vibration Experiments of the Cylindrical Structure for Verifying the Reliability of Power Flow Finite Element Method

이호원* · 홍석윤** · 박영호** · 길현권*** · 김창열*** · 전재진**** · 류정수****

H. W. Lee, S. Y. Hong, Y. H. Park, H. G. Kil, C. Y. Kim, J. J. Jeon and J. S. Ryu

Key Words : Power Flow(파워흐름), Power Flow Finite Element Method(파워흐름유한요소법),

Vibrational Experiment(진동실험), Medium-to-high Frequency(중고주파), Reinforced Cylinder(보강 원통)

ABSTRACT

Vibration experiments have been performed to observe the analytic characteristics of power flow finite element method(PFFEM) for the reinforced cylindrical structure. For this, the vibration experimental results are compared with the numerical solutions obtained by PFFEM in medium-to-high frequency ranges. Input power into the experimental structure is measured using the impedance head adhered to the exciter, and that input power is used for the vibration analysis. Using the developed PFFEM program(PFADS), the reinforced cylindrical structure modeled by beam and plate elements is analyzed, and very reliable results for PFFEM are obtained by the comparisons of the experimental results.

1. 서 론

일반적으로 선박과 같은 복합구조물은 선박 내부에 탑재된 추진기계류 등에서 발생한 진동에너지가 마운트, 갑판, 격벽 등 구조요소를 통하여 선체로 전달되어 선실의 소음을 유발하기도 하고, 그 중 상당량은 수중으로 방사된다. 이러한 구조전달소음(structure-borne noise)을 제어하는 방법으로 진동에너지의 주요 전달경로에 감쇠물질을 부착시켜 전달손실을 증가시키는 방법이 주로 사용되고 있다. 따라서 선박과 같은 대형 구조물의 진동을 해석하기 위해서는 진동에너지의 공간적 분포와 진동에너지의 전달경로에 대한 이해가 절실히 필요하며, 이것은 또한 방사소음해석시스템 구축을 위한 핵심 연구사항이기도 하다.

구조물의 진동을 해석하는 방법으로는 해석적인 방법과 저주파 영역의 진동해석에 효과적인 유한요소법(Finite Element Method, FEM), 고주파 영역의 랜덤진동현상을

해석하는데 효과적인 통계적에너지해석법(Statistical Energy Analysis, SEA)이 있다. 그러나 유한요소법은 중고주파수 영역의 진동해석에 너무 많은 시간과 비용이 들어 대형 구조물에 대해서는 적합하지 않다. 또한 통계적에너지해석법은 하부구조내의 진동에너지가 하나의 대표값으로 표현되고 모드밀도가 높지 않은 중주파수 영역에 적용하기에 어려운 단점이 있다.

위의 해석법들의 단점을 보완하고 정밀도를 향상시키려는 진동해석 연구가 활발히 진행되고 있는데 그 중에서 파워흐름해석법(Power Flow Analysis, PFA)은 중고주파 영역에서 특히 신뢰성이 높은 방법으로 평가되고 있다. 파워흐름해석법은 임의의 검사체적(control volume) 내에서의 진동과 위평형(vibration power balance)을 고려한 2차 편미분 형태의 에너지지배방정식을 기반으로 하고 있다. 이를 통해 중고주파 영역에서 하부요소의 공간적인 진동에너지 분포와 전달경로를 예측할 수 있다. 또한 복합구조물의 파워흐름해석을 수행하기 위해 파워흐름해석법에 유한요소기법을 도입하여 파워흐름유한요소법(Power Flow Finite Element Method, PFFEM)을 적용할 수 있다. 이 방법은 복잡한 구조물을 여러 요소로 나누고 각각의 요소에 형상함수를 적용하여 에너지지배방정식의 해를 수치해석적으로 구하기 때문에 근사적이지만 매우 효과적으로 해를 보여준다. 또한, 파워흐름유한요소법은 구조해석과 진동해석에 필요한 유한요

* 서울대학교 조선해양공학과
E-mail : l2h5w0@snu.ac.kr
Tel : (02) 880-7331, Fax : (02) 888-9238

** 서울대학교 조선해양공학과

*** 수원대학교 기계공학과

**** 국방과학연구소

소 모델링을 적용할 수 있어 새롭게 모델링 해야하는 통계적 에너지해석법에 비해 고주파 영역의 해석비용과 시간을 줄일 수 있는 장점이 있으며, 기존의 유한요소해석보다 훨씬 높은 주파수 영역에 대하여 해석이 가능하다.

그러나 지금까지의 파워흐름해석법이나 파워흐름유한요소법은 해석이 가능한 구조물의 고전해(classical solution) 결과와의 비교를 통해서 그 신뢰성이 평가되어 왔다. 따라서 본 논문에서는 해석적인 방법들과의 비교를 통해서만 입증되어왔던 파워흐름유한요소법의 신뢰성을 확보하고 제반 해석상의 특성들의 살펴보기 위하여, 보강된 원통형 구조물을 대상으로 일반 진동실험을 수행하였으며, 그 결과를 선박소음진동연구실에서 개발된 파워흐름유한요소해석 프로그램(PFADS)의 결과와 비교하였다.

2. 이론

2.1 파워흐름유한요소법

평판요소에 진동파워가 입력되어 정상상태(steady state)가 되었을 경우에 굽힘파와 면내파의 공간-시간 평균된 에너지밀도를 변수로 하는 에너지지배방정식은 다음과 같다.

$$-\frac{c_{gm}^2}{\eta\omega} \nabla^2 \langle e \rangle_m + \eta\omega \langle e \rangle_m = \Pi_m \quad (2.1)$$

여기서 ω 는 가진주파수이고 η 는 구조감쇠에 의한 내부손실계수이며, m 은 평판에 존재하는 굽힘파, 종파, 전단파 중 하나의 파형을 의미한다. e_m 은 m 파형의 공간-시간 평균된 에너지밀도이며 c_{gm} 은 m 파형의 에너지전달속도로서 굽힘파의 에너지전달속도는 굽힘파 전파속도의 2배이고 면내파의 에너지전달속도는 면내파의 전파속도와 같다. Π_m 은 구조물의 단위평판요소에 입력되는 m 파형의 입력파워이다. 또한 m 파형에 대한 공간-시간 평균된 원거리영역의 인텐시티 I_m 은 (2.2)식과 같이 에너지밀도의 공간적 구배 관계식으로 표현할 수 있다.

$$\langle I \rangle_m = -\frac{c_{gm}^2}{\eta\omega} \nabla \langle e \rangle_m \quad (2.2)$$

에너지지배방정식인 (2.1)식을 유한요소법으로 근사해를 구하기 위하여, 가중잔여법(Method of Weighted Residual, MWR)을 적용한다. 가중잔여법은 (2.3)식과 같이 잔여함수에 임의의 가중함수(weight function) ν 를 취하여 요소의 영역에서의 적분값이 0을 만족하는 해를 찾는 방법이다.

$$\int_D R(x) \nu(x) dD = 0 \quad (2.3)$$

여기서 $R(x)$ 은 잔여함수이며 D 는 요소 영역(element

domain)을 의미한다. 에너지지배방정식인 (2.1)식의 잔여함수를 (2.4)식과 같이 정의한다.

$$R(x, y) = -\frac{c_{gm}^2}{\eta\omega} \nabla^2 \langle e \rangle_m + \eta\omega \langle e \rangle_m - \Pi_m \quad (2.4)$$

(2.4)식을 (2.3)식에 대입하고 발산정리를 이용하면 (2.5)식을 얻는다.

$$\int_D \left\{ \frac{c_{gm}^2}{\eta\omega} \nabla \langle e \rangle_m \cdot \nabla \nu + \eta\omega \langle e \rangle_m \nu \right\} dD - \int_D \Pi_m \nu dD - \int_{\Gamma} \left\{ n \cdot \frac{c_{gm}^2}{\eta\omega} \nabla \langle e \rangle_m \right\} d\Gamma = 0 \quad (2.5)$$

여기서 n 은 요소경계 Γ 의 법선벡터(normal vector)이다. 진동에너지밀도와 인텐시티의 관계를 의미하는 (2.2)식을 이용하면 (2.6)식은 다음과 같이 표현된다.

$$\int_D \left\{ \frac{c_{gm}^2}{\eta\omega} \nabla \langle e \rangle_m \cdot \nabla \nu + \eta\omega \langle e \rangle_m \nu \right\} dD = \int_D \Pi_m \nu dD + \int_{\Gamma} \nu (-n) \cdot \langle \vec{I} \rangle_m d\Gamma \quad (2.6)$$

본 논문에서는 다른 가중잔여법보다 일반적으로 잘 알려져 있는 갤러킨법을 이용하여 파워흐름유한요소해석을 수행하기 위하여, 위 식의 변수인 에너지밀도 $\langle e_m \rangle$ 의 수치적인 근사해를 다음 (2.7)식과 같이 유한개의 기지함수의 합으로 표현한다.

$$\langle e \rangle_m = \sum_{j=1}^n e_{mj} \phi_j \quad (2.7)$$

여기서 e_{mj} 은 노드점에서의 미정된 m 파형의 에너지밀도이고 ϕ 는 라그랑제 다항식(Lagrange interpolation function)이며 j 는 기지함수의 수이다. 또한 가중함수는 (2.8)식과 같이 근사해의 기지함수로 표현한다.

$$\nu = \sum_{i=1}^n \phi_i \quad (2.8)$$

(2.6)식에 (2.7)식과 (2.8)식을 대입하여 갤러킨 근사식(Galerkin approximation)을 구하면 (2.9)식과 같이 된다.

$$\sum_{j=1}^n \left\{ \int_D \left(\frac{c_{gm}^2}{\eta\omega} \nabla \phi_j \cdot \nabla \phi_j + \eta\omega \phi_j \phi_j \right) dD \right\} e_j - \int_D \Pi_m \phi_j dD + \int_{\Gamma} \phi_j (-n) \cdot \langle \vec{I} \rangle_m d\Gamma \quad (2.9)$$

(2.9)식을 요소행렬(element matrix) 형태로 표현하면 다

음과 같다.

$$[K_m^{(e)}]\{e_m^{(e)}\} = \{F_m^{(e)}\} + \{Q_m^{(e)}\} \quad (2.10)$$

여기서 위 식의 각 항들은 다음과 같다.

$$K_{m_{ij}}^{(e)} = \int_D \left(\frac{c_{km}^2}{\eta\omega} \nabla \phi_i \nabla \phi_j + \eta\omega \phi_i \phi_j \right) dD \quad (2.11)$$

$$F_{m_i}^{(e)} = \int_D \Pi_m \phi_i dD \quad (2.12)$$

$$Q_{m_i}^{(e)} = \int_\Gamma \frac{c_{km}^2}{\eta\omega} \phi_i (-n) \cdot \nabla e d\Gamma \quad (2.13)$$

(2.11)식 $K_{m_{ij}}^{(e)}$ 는 강성행렬과 질량행렬 항을 포함하고 있는 계수행렬이며, (2.12)식 $F_{m_i}^{(e)}$ 는 입력파워를 의미한다. (2.13)식 $Q_{m_i}^{(e)}$ 는 파워흐름을 나타내며 $(-n)$ 에서 알 수 있듯이 요소경계의 안쪽으로 들어오는 값을 양으로 한다. (2.10)식을 조합하여 굽힘파와 종파와 전단파를 고려한 전체행렬(global matrix)을 구하면 다음 (2.14)식과 같다.

$$\begin{bmatrix} K_f & & \\ & K_l & \\ & & K_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e_f \\ e_l \\ e_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_f \\ F_l \\ F_s \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} Q_f \\ Q_l \\ Q_s \end{Bmatrix} \quad (2.14)$$

여기서 첨자 f, l, s 는 각각 굽힘파, 종파, 전단파를 의미한다. (2.14)식은 노드에서의 에너지밀도 e 를 변수로 하는 행렬식이며 K 항과 F 항은 주어지거나 계산가능한 항이다. 하지만 Q 항에는 e 항이 미분된 형태를 포함되어 있어 이를 해결하기 위해, m 파형에 대한 Q 항을 전개하면 다음 식과 같다.

$$\{Q_m\} = \{ \dots, Q_m^{(k)}, Q_m^{(k+1)}, \dots \}^T \quad (2.15)$$

여기서 $Q_m^{(k)}$ 과 $Q_m^{(k+1)}$ 은 각각 k 와 $k+1$ 번 요소의 각 요소경계에 대한 파워흐름벡터를 의미한다. Q 항을 계산하는 과정에서 요소가 연결된 특성에 따라 2가지 경우로 나뉘는데, 첫번째는 동일한 특성을 갖는 두 요소가 인접한 경우이며 두번째는 다른 특성을 갖는 두 요소가 인접한 경우이다. 전자의 경우 그 경계 위에 있는 노드에서는 에너지밀도가 같고, 하나의 요소에서 그 경계를 통하여 흐르는 파워흐름과 다른 요소에서 그 경계를 통하여 흐르는 파워흐름은 크기가 같고 부호만 다른 값을 갖는다. 따라서 전체행렬을 조합할 때 동일한 특성을 갖는 요소가 인접한 경계 위의 노드들은 합치게 된다. 다른 특성을 갖는 두 요소가 인접한 경우에는 에너지밀도가 다르기 때문에 전체행렬을 조합할 때 해당 경계의 노드를 합칠 수 없다. 이때에는 두 구조요소에 연결 요소를 삽입하여 두 구조요소를 연결하는데 일반적으로 해

당 경계 위의 노드의 에너지밀도와 파워흐름과의 관계를 (2.16)식과 같이 행렬식으로 표현 가능하다.

$$\begin{Bmatrix} Q_f \\ Q_l \\ Q_s \end{Bmatrix} = [J] \begin{Bmatrix} e_f \\ e_l \\ e_s \end{Bmatrix} \quad (2.16)$$

여기서 $[J]$ 는 연결요소행렬(joint element matrix)이며 이에 대한 설명은 다음 장에서 자세히 기술한다. (2.16)식을 (2.14)식에 대입하면 다음과 같은 행렬식이 된다.

$$[K - J]\{e\} = \{F\} \quad (2.17)$$

(2.17)식은 노드에서의 에너지밀도를 변수로 하는 3자유도 선형문제로서 역행렬을 이용하여 각각의 파형에 대한 에너지밀도를 구할 수 있다. 또한 각 파형에 대한 인텐시티는 (2.7)식을 (2.2)식에 대입하여 다음 (2.18)식과 같이 된다.

$$\langle I \rangle_m = - \frac{c_{km}^2}{\eta\omega} \sum_{j=1}^n e_{m_j} \nabla \phi_j \quad (2.18)$$

2.2 연결요소행렬식

다른 재질의 두 개의 평판이 동일 평면으로 연결되거나 두개 이상의 평판이 임의의 각으로 연결되어 있는 경우에 대하여 평판이 연결된 부분을 연결부분(joint)이라 한다. 이러한 구조물의 연결부분에서 파동의 전파 특성이 변화하여 파동변환이 발생하며, 이로 인하여 에너지밀도가 불연속이 되고 파형도 변화한다. 이러한 구조물에 파워흐름유한요소해석을 적용하려면, 구조요소가 서로 접하고 있는 경계 위에 있는 노드들로 구성되는 연결요소를 이용한다. 연결요소에서 연결요소행렬식은 에너지밀도와 파워흐름간의 관계를 나타내는데 다음과 같이 유도된다.

n 개의 구조요소가 연결된 경우에 구조요소 i 에서 연결부분을 통하여 안쪽과 바깥쪽으로 전달되는 굽힘파의 진동 파워흐름을 각각 q_{if}^+ , q_{if}^- 로 표기한다. 마찬가지로 종파와 전단파의 진동파워흐름을 첨자 l 과 s 를 이용하여 q_{il}^+ ,

Structural element #1	Joint element	Structural element #2
← →		← →
q_{1f}^+ q_{1f}^-	e_{1f} e_{2f}	q_{2f}^- q_{2f}^+
q_{1l}^+ q_{1l}^-	e_{1l} e_{2l}	q_{2l}^+ q_{2l}^-
q_{1s}^+ q_{1s}^-	e_{1s} e_{2s}	q_{2s}^+ q_{2s}^-

Fig. 1 Joint element scheme

를 $\{q\}$ 을 소거하면, (2.33)식과 같이 연결요소에서의 파워흐름과 에너지밀도와의 관계를 구하게 된다.

$$\{q\} = [P - J][C][P + J]^{-1}\{e\} \quad (2.33)$$

따라서 굽힘파와 종파와 전단파를 모두 고려한 n 개의 구조요소에 대하여 연결요소행렬식 $[J]$ 은 다음과 같다.

$$[J] = [P - J][C][P + J]^{-1} \quad (2.34)$$

3. 원통형 구조물의 진동실험 및 해석

3.1 원통형 구조물의 진동실험

(1) 실험구조물의 형상

공기중 진동실험의 대상 구조물은 Fig. 2의 보강 원통형 구조물로서 직경은 813mm, 길이는 2000mm, 두께는 8.5mm이다. 또한 원통형 구조물의 양 끝에 붙어있는 끝막이판은 직경 900mm이고 두께 8mm이다. 원통형 구조물 내부에는 높이가 30mm이고 두께가 5mm인 보로 보강되어 있으며, 길이방향으로 일정한 간격을 두고 9개가 붙어있다. Fig. 3(a),(b)는 실제로 진동실험중인 원통형 구조물의 내부와 외부의 형상을 나타낸 것이다.

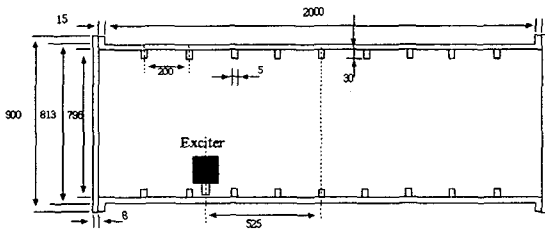
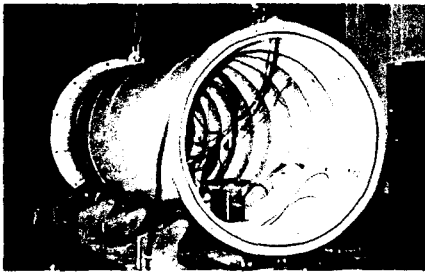
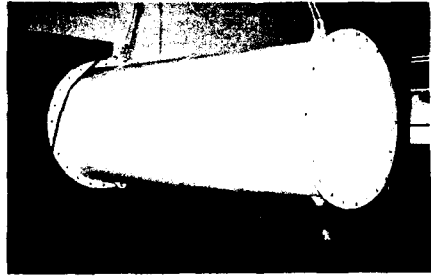


Fig. 2 Dimensions of cylindrical structure



(a) Interior configuration



(b) Exterior configuration

Fig. 3 Cylindrical structure for vibration experiments

(2) 실험장치의 구성

원통형 구조물의 진동레벨을 측정하기 위한 실험장치는 Fig. 4과 같이 신호발생부와 가진부, 센서부, 그리고 신호처리부로 구성되어 있다. 신호발생부는 일반적으로 신호발생기(signal generator)를 말하며, 가진부는 신호발생부에서 발생된 신호로 구조물을 가진시켜주는 가진기(exciter)가 되고, 센서부는 가진기와 결합되어 구조물의 입력파워를 계측하는 임피던스헤드(impedance head)와 구조물의 진동레벨을 측정하는 가속도계로 구성되어 있다. 그리고 신호처리부는 신호발생부에서 발생된 가진신호를 증폭시키는 전력증폭기(power amplifier), 수신된 신호에 이득을 주는 조절증폭기(conditioning amplifier)와 전하증폭기(charge amplifier), 그리고 증폭된 수신신호를 기록하는 테이프레코더(tape recorder), 신호를 분석하는 신호분석기(signal analyzer)로 구성되어 있다.

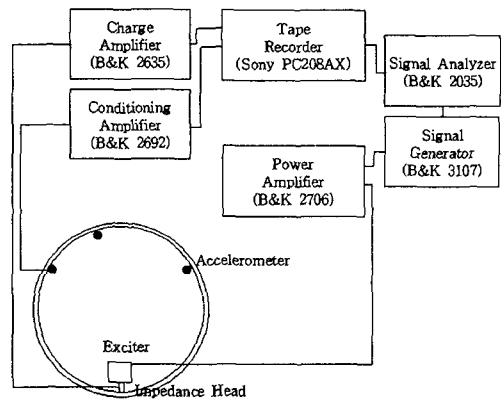


Fig. 4 Experimental equipments setup

(3) 실험방법

원통형 구조물의 진동레벨을 측정하고 파워흐름유한요소 해석결과와 비교하기 위해서 원통형 구조물은 Fig. 5(a)와 같이 보강재를 기준으로 A~J까지 10개의 구간을 나누고, 각 구간에 Fig. 5(b)와 같이 6개의 가속도계를 부착하여 대상 구조물의 구조전달도 수준을 계측하였다. 이때 Fig. 5(a)에 나타나 있는 것과 같이 C 구간에 가진기를 설치하였다.

3.2 원통형 구조물의 진동해석

원통형 구조물의 진동해석은 중고주파 진동해석용으로 개발된 파워흐름유한요소해석 프로그램(PFADS)을 이용하여 수행하였다.

(1) 모델의 이상화

진동해석을 위해 사용된 Fig. 2의 원통형 구조물은 Fig. 6과 같이 파워흐름유한요소해석이 가능하도록 간단하게 이상화하여 모델링 하였으며, 1872개의 노드와 1080개의 요소로 이루어져 있다. 이때, 원통형 구조물은 판요소(plate element)로 모델링 하였으며, 구조물 내부의 보강재는 판에 붙어있는 단순보(simple beam element)로 모델링 하였다. 또한 해석에 사용된 물성치(material property)는 밀도가 7700 kg/m³ 이고, 탄성계수(Young's modulus)가 19.5×10¹⁰ Pa, 포아송비(Poisson's ratio)는 0.28인 강철(steel)을 사용하였다.

(2) 감쇠계수

원통형 구조물의 감쇠계수(damping loss factor)는 참고문헌[6]에 사용된 강판(steel plate)의 근사식을 사용하였다.

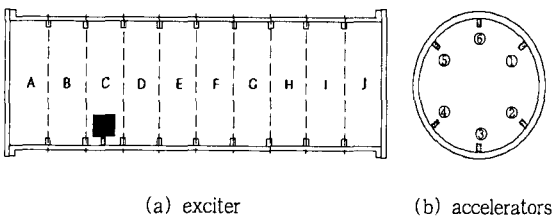


Fig. 5 Exciter and accelerators positions

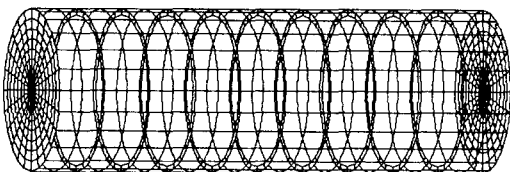


Fig. 6 PPFEM analysis Model

$$\eta = 0.41 f^{-0.7} \quad (4.1)$$

(3) 입력파워

Fig. 5의 C 구간에 가진기를 부착하여 신호발생기를 이용하여 가진시키고, 임피던스헤드를 부착하여 힘과 가속도를 계측하였다. 계측된 힘과 가속도 신호로부터 cross spectrum을 구하여 원통형 구조물에 입력된 파워를 산정하였다.

$$W^{in} = Re\left\{\frac{G(F, a, f)}{2j\omega}\right\} \quad (4.2)$$

여기서, F 와 a 는 각각 임피던스헤드에서 계측된 힘과 가속도를 의미하며, f 는 해당 주파수이다. 그리고 G 는 가진력과 가속도에 대한 cross spectrum을 나타내며, ω 는 각주파수를 의미한다.

이와 같은 과정을 통해 얻어진 입력파워는 Fig. 7과 같다. Fig. 7의 입력파워를 살펴보면 10kHz이하의 주파수 영역에서는 입력파워가 일정하지만, 그 이상의 주파수 영역에서는 입력파워가 점점 작아지는 것을 볼 수 있었다. 따라서 10kHz 이상의 주파수 영역은 해석 및 분석과정에서 제외하였다.

실제 파워흐름유한요소해석에 사용된 입력파워는 1/3 octave 밴드 해석을 통해 얻어진 입력파워를 이용하였다.

4. 해석결과와 실험결과의 비교

Fig. 8~13은 원통형 구조물 내의 여러 부분에서 실험을 통해 계측된 진동에너지밀도와 파워흐름유한요소해석을 통해 예측된 진동에너지밀도의 값을 비교하여 나타낸 것이다. 대상 구조물에 대한 진동에너지밀도의 예측 및 실험 결과의 비교는 1kHz를 기준으로 1kHz이하의 저주파수 영역에서는 예측치와 실험치가 상당한 차이를 보이지만, 그 이상의 중고주파수 영역에서는 5dB 이내로 매우 잘 일치하며 주파수에

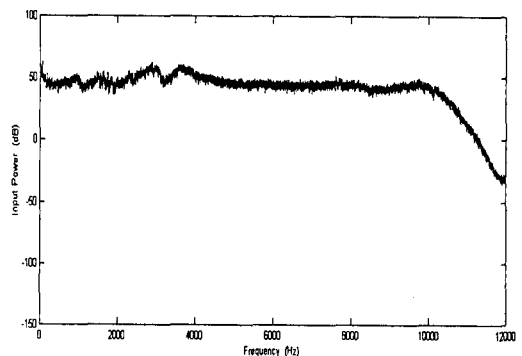


Fig. 7 Input power spectrum

따른 진동에너지밀도의 변화 패턴도 유사한 것을 볼 수 있다. 즉, 예측 및 실험결과와의 비교를 통해서 파워흐름유한요소해석법이 저주파수 영역에서 보다는 중고주파수 영역에서 예측오차가 작음을 알 수 있다.

예측 및 실험결과에서 1kHz이하의 저주파수 영역에서 예측치와 실험치의 오차가 일부 나타나는 이유는, 본 실험구조물이 소형이므로 500Hz~1kHz의 주파수 영역에서도 구조물의 모드 특성이 비교적 잘 나타나면서 파워흐름해석법의 기본 가정과 맞지 않기 때문인 것으로 생각된다. 그러나 선박, 항공기 및 차량 등 실제 대형구조물에서는 이러한 모드 특성이 비교적 낮은 주파수 위주로 나타나므로 파워흐름해석의 신뢰성을 보장하는 주파수 영역이 100Hz~200Hz이하로도 낮아질 수 있을 것으로 판단된다.

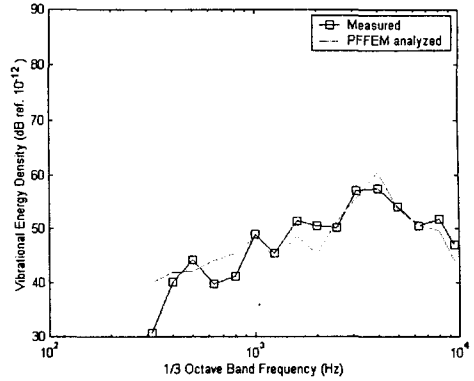


Fig. 10 Comparison of vibrational energy density at the position ⑥ of section E

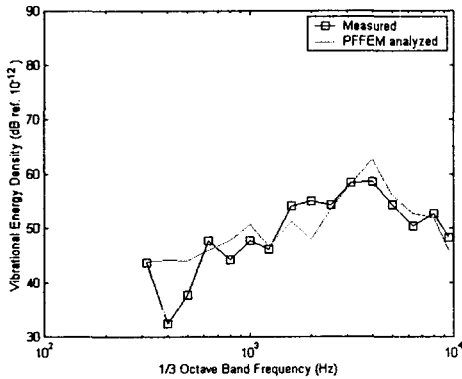


Fig. 8 Comparison of vibrational energy density at the position ⑤ of section B

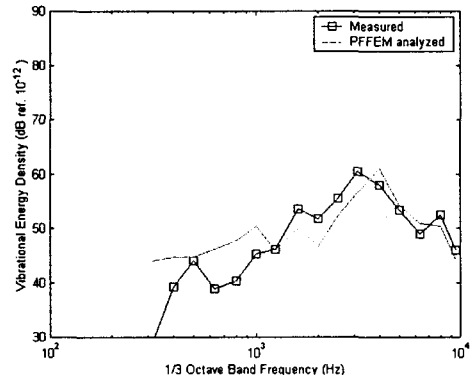


Fig. 11 Comparison of vibrational energy density at the position ③ of section F

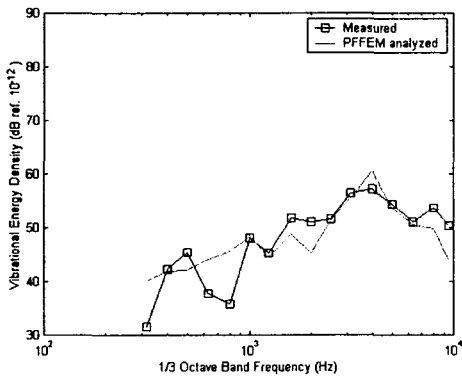


Fig. 9 Comparison of vibrational energy density at the position ① of section E

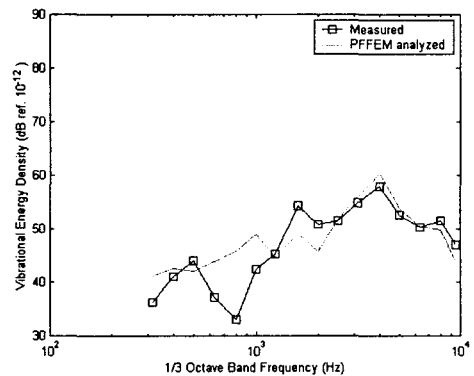


Fig. 12 Comparison of vibrational energy density at the position ① of section G

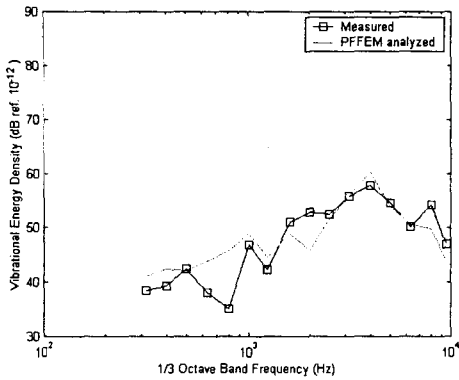


Fig. 13 Comparison of vibrational energy density at the position ⑥ of section G

4. 결론

본 논문에서는 복합구조물의 중고주파수 진동해석에 유용한 파워흐름유한요소법을 이용하여 보강된 원통형 구조물의 진동에너지밀도를 해석하고, 이를 검증하기 위해 진동실험을 수행하여 해석결과와 비교하였다. 해석결과와 실험결과는 중고주파수 영역에서 잘 일치하였고, 이를 통해 파워흐름유한요소법의 신뢰성을 확인할 수 있었으며, 또한 파워흐름유한요소법을 이용한 해석상의 제반 특성들을 살펴볼 수 있었다. 따라서 파워흐름유한요소법은 선박, 자동차, 항공기를 비롯한 각종 구조물들의 진동해석 및 설계 단계에서 중고주파수 영역의 구조전달소음예측에도 매우 유용하게 사용될 수 있을 것으로 판단된다.

참고 문헌

(1) Bouthier, O. M. and Bernhard, R. J., 1995, "Simple Models of the Energetics of Transversely Vibrating Plates", Journal of Sound and Vibration, Vol. 182, No. 1, pp. 149-164.
 (2) Cho, P.E., 1993, "Energy Flow Analysis of Coupled Structures", Ph. D. Dissertation, Purdue University.
 (3) Cho, P. E. and Bernhard, R. J., 1993, "A Simple Method for Predicting Energy Flow Distributions in Frame Structures", 4th International Congress on Intensity Techniques, pp. 347-354.
 (4) Nefske, D. J. and Sung, S. H., 1989, "Power Flow Finite Element Analysis of Dynamic Systems : Basic Theory and Application to Beams", J. Vib. Acoustics, Stress and Reliability in Design, Vol. 111, pp. 94-100.

(5) Wohlever, J. C. and Bernhard, R. J., 1992, "Mechanical Energy Flow Models of Rods and Beams", J. Sound Vib., Vol. 153, No. 1, pp. 1-19.
 (6) Yoshiko I., "Prediction of Structure Borne Sound Transmission Using Statistical Energy Analysis", Bulletin of the M. E. S. J., Vol. 13, No. 2, pp. 60-73.
 (7) 배수룡, 전재진, 이현곤, 1993, "SEA 기법을 이용한 보강원통형 쉘의 수중방사소음 해석", 한국소음진동공학회지, 제3권, 제2호, pp. 155-161.
 (8) 박도현, 홍석운, 김현권, 1998, "동일 평면상에서 연성된 직사각형 평판의 진동파워흐름해석", 한국소음진동공학회지, 제8권, 제6호, pp.1053-1061.
 (9) 박도현, 1999, "연성된 평판 및 상자형 구조물의 진동 파워흐름해석", 공학석사 학위논문, 서울대학교 대학원.
 (10) 서성훈, 홍석운, 김현권, 1999, "파워흐름유한요소법을 사용한 밀폐형 구조물의 진동해석", 추계학술대회논문집, 대한조선학회, pp. 439~466.