

진동 절연계에서 절연요소 회전강성계수가 고주파수 대역 진동파워 전달에 미치는 영향

Effects of Rotational Stiffness of Isolators on Vibration Power Transmission in Vibration Isolation Systems over High Frequency Range

김진성* · 이호정** · 김광준†

Jin-Sung Kim, Ho-Jung Lee and Kwang-Joon Kim

(2003년 3월 17일 접수 ; 2003년 4월 18일 심사완료)

Key Words : Vibration Power(진동파워), Rotational Stiffness(회전강성계수), Isolator(절연요소)

ABSTRACT

For a performance analysis of vibration isolation systems, the concept of vibration power flow can be employed preferably when noise radiated from the supporting structure with finite impedances is of interest. The idea is basically simple to understand and formulas for precise estimation of the vibration power are easy to derive. However, it is often required to simplify the process of experimentation under several assumptions due to instrumental limitations. For an example, rotational degree of freedom has not been well treated in bending vibrations of beam or plate-like structures. Yet, several recent studies showed that the moments and rotations play an important role in power transmission and should be taken into consideration carefully as the frequency range of interest goes to audibly high. Therefore, it is readily agreed that reduction of the noise radiation over the high frequency range can be effectively accomplished by adjusting the rotational stiffness of the isolator without changing the vibration isolator efficiency in low frequency range relevant to the translational stiffness of the isolator. In this paper, the vibration power flow approach is applied to an AC motor installed on a finite plate in order to illustrate the contribution of the rotational vibration power to the total vibration power transmission. The effects of rotational stiffness of the isolator on the vibration power transmission are investigated by inserting various shapes of isolators with different rotational stiffness but with same translational stiffness between the motor and the plate. The resultant noise radiation from the plate is presented to verify the proposed approach.

1. 서론

운전중인 기계에서 발생하는 힘이나 변위의 변화는 그 기계가 설치되어 있는 기초구조물에 힘 또는

변위의 형태로 그 진동이 전달되며, 기계와 기초구조물 사이에 점탄성 재료인 방진고무와 같은 절연요소를 설치하여 그 전달력을 줄이려 하는 노력이 진행되어 왔다. 이러한 진동 절연시 삽입되는 절연요소에 대해서는 보다 효과적인 설계를 통해 절연성능을 증가시켜 주는 일이 필수적이라 사료된다. 특히 기초구조물에서 방사되는 고주파 영역에서의 소음 저감에 초점을 두어 절연요소의 절연성능을 평가할 경우, 절연성능 평가 인자로서 단순히 힘이나 속도의 전달률보다는 진동파워 접근법이 효과적이라 판단된다.^(1~3)

† 책임저자, 정회원, 한국과학기술원 기계공학과
E-mail : kjkim@mail.kaist.ac.kr
Tel: (042) 869-3024, Fax: (042) 869-8220

* 한국과학기술원 기계공학과

** 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

진동파워 접근법은, 절연부가 다지점에서 연결되어 있고 각 연결점에서 다자유도를 고려할 경우, 여러 진동 전달 경로들의 기여도를 다지점/다자유도 사이의 연성효과까지 포함하여 쉽게 표현할 수 있는 장점이 있으며, 에너지 측면에서 절연계 내에서의 진동량 흐름 및 방향까지도 용이하게 분석할 수 있다.^(4,5) 그러나 현실적인 여러 실험 제약으로 인해 실험의 단순화가 행해지고 있으며, 이를 위해 여러 가정을 설정하고 있다. 그 중 하나가 구조물 각 연결점에서 6자유도 운동이 존재하나 단순히 병진 방향으로 전달되는 힘과 변형만이 지배적이라 가정한다는 사실이다. 그러나 진동파워 접근법 적용 측면에서 주파수가 증가할수록 회전 변형에 의해 전달되는 진동파워가 전체 진동파워에 지배적인 영향을 미친다는 사실이 해석적 또는 부분적인 실험을 통해서 논의되어 왔다.^(5~8) 따라서 기초구조물에서 방사되는 고주파 영역 소음 저감에 초점을 둔 해석의 경우 회전 변형을 고려한 절연계 해석이 필수적이라 판단된다.

지금까지 절연 해석 측면에서 절연요소의 회전강성계수에 대해 이론적으로 해석하고 그 기여도에 대해 평가는 진행된 적이 있으나,⁽⁹⁾ 절연계 모형이나 실제 절연계를 대상으로한 실험 해석 연구는 미흡한 편이다.

본 연구에서는, 다차원 진동절연계 절연부를 구성하는 절연요소의 회전강성계수 변경을 통해, 고주파 대역에서 회전 변형에 의해 전달되는 진동파워의 전체 진동파워에 대한 기여도를 실험적으로 검토하고자 하며, 회전강성계수 변화가 기여도에 미치는 영향을 분석하고자 한다. 이를 위해 간단한 진동 절연계 실험 모형물을 대상으로, 병진강성계수는 일정한 반면 회전강성계수의 변화만을 취한 절연요소들을 제작 적용하여, 회전 변형에 의한 진동파워를 측정 및 분석하고자 한다. 그리고 고주파 영역에서의 진동파워 저감이 수진부 구조적 진동에 의해 방사되는 소음에 미치는 영향을 검토하고자 한다.

2. 다차원 진동절연계

2.1 수진부 전달 진동파워의 정의

일반적인 다차원 진동절연계는 Fig. 1에 도식적으로 보인 바와 같이 가진부, 절연부, 수진부(기초부)로 구분하여 모형화할 수 있다. 가진부에서 절연부를 통

해서, 또는 절연부가 설치되어 있지 않을 경우 직접, 수진부로 전달되는 각 주파수별 유효 진동파워(P)는 다음 식 (1a, b)와 같이 수진부 연결점에서의 힘 F_R (속도 V_R) 벡터의 공액전치와 속도 V_R (힘 F_R) 벡터 곱 실수부의 1/2로 정의된다.

$$P(\omega) = \frac{1}{2} \text{Re} \{ F_R^H(\omega) V_R(\omega) \} \quad (1a)$$

$$= \frac{1}{2} \text{Re} \{ V_R^H(\omega) F_R(\omega) \} \quad (1b)$$

여기서 위첨자 H 는 행 벡터의 공액 전치를 나타낸다.

식 (1a, b)는 수진부 모빌리티(Y_R) 또는 임피던스 행렬(Z_R)을 이용하여 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$P(\omega) = \frac{1}{2} \text{Re} \{ F_R^H(\omega) Y_R(\omega) F_R(\omega) \} \quad (2a)$$

$$= \frac{1}{2} \text{Re} \{ F_R^H(\omega) Y_R^H(\omega) F_R(\omega) \} \quad (2b)$$

$$= \frac{1}{2} \text{Re} \{ V_R^H(\omega) Z_R^H(\omega) V_R(\omega) \} \quad (2c)$$

$$= \frac{1}{2} \text{Re} \{ V_R^H(\omega) Z_R(\omega) V_R(\omega) \} \quad (2d)$$

가진부와 수진부가 n 개의 지점에서 연결되어 있고, 각 연결점에서 6자유도를 고려한다면, 힘과 속도는 $6n \times 1$ 벡터로 나타나게 되고, 수진부의 모빌리티, 임피던스는 $6n \times 6n$ 행렬로 나타나게 된다.

2.2 경로별 진동파워의 수식적 표현

가진부와 수진부가 n 개의 지점에서 연결되어 있으며, 각 연결점에서 6자유도를 고려할 경우, 총 $6n$ 개의 경로를 통해 진동파워는 수진부로 전달된다. 이러한 $6n$ 개의 경로를 통해 수진부로 전달되는 총 진동파워량은 다음 식과 같이 각 경로에서의 진동파워의 합으로 정의된다.

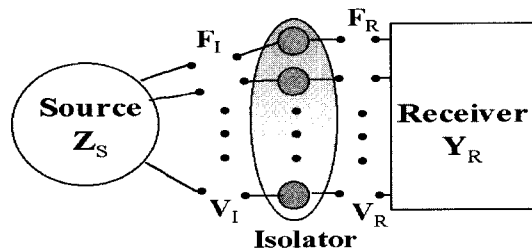


Fig. 1 Schematic representation of multi-dimensional vibration isolation system

$$\begin{aligned}
 P(\omega) &= \sum_{i=1}^{6n} P_i(\omega) = \sum_{i=1}^{6n} \frac{1}{2} \operatorname{Re}\{F_i^*(\omega)V_i(\omega)\} \\
 &= \sum_{i=1}^{6n} \frac{1}{2} \operatorname{Re}\{V_i^*(\omega)F_i(\omega)\} \quad (3)
 \end{aligned}$$

여기서 위첨자 *는 각 행렬 요소의 공액복소수를 의미한다. 식 (2a, b, c, d)를 이용한 각 경로별 수신부 전달 진동과 위는 각각 다음 식과 같이 정리해서 나타낼 수 있으며, 여기서 아래첨자 i 는 i 번째 경로를 의미한다.

$$P_i(\omega) = \frac{1}{2} \operatorname{Re}\{F_i^* \sum_{j=1}^{6n} Y_{ij} F_j\} \quad (4a)$$

$$= \frac{1}{2} \operatorname{Re}\{(\sum_{j=1}^{6n} F_j^* Y_{ij}^*) F_i\} \quad (4b)$$

$$= \frac{1}{2} \operatorname{Re}\{(\sum_{j=1}^{6n} V_j^* Z_{ij}^*) V_i\} \quad (4c)$$

$$= \frac{1}{2} \operatorname{Re}\{V_i^* \sum_{j=1}^{6n} Z_{ij} V_j\} \quad (4d)$$

3. 진동 절연계 실험 모형에의 적용

본 연구에서는 Fig. 2에서 보인 바와 같이 모터와 평판으로 이루어진 간단한 진동절연계를 대상으로 절연부 회전강성계수 변화가 고주파 대역의 회전 변형에 의해 전달되는 진동과 위에 미치는 영향을 검토하고자 한다. 그리고 회전 변형에 의해 전달되는 진동과 위의 전체 진동과 위에 대한 기여도를 실험적으로 분석하고자 한다.

가진부로는 일반 가전 제품에서 발생하는 주요 소음과 진동의 동력원인 모터들중 가정용 에어컨 실외기에 장착되어 있는 컴프레서 적용모터와 동일한 구동타입인 60 W AC모터를 선정하였다. 이는 모터 구동시 전자기적 가진력 성분에 의한 고조파 가진 성분으로 인해 고주파 영역을 포함한 넓은 주파수 범위에

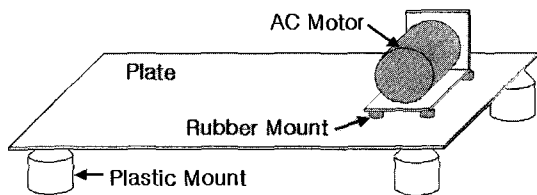


Fig. 2 Experimental setup for vibration power measurement

서 소음 문제가 발생하므로 본 연구에서의 고주파 영역에서의 진동과 위와 소음문제 해석에 적합하다고 판단하였기 때문이다.

수진부는 가정용 18평형 에어컨의 실외기 컴프레서 마운트계의 베이스 팬(base pan) 크기와 동일한 강철 평판[860 mm×315 mm×1 mm]을 선정하였다. 이 평판은 실제 컴프레서계와 유사하게 4지점에서 플라스틱 마운트를 바닥에 고정하여 설치하였다.

모터는 컴프레서계에서의 컴프레서 설치 위치와 유사하게 평판의 중심부에서 벗어난 위치에 설치하였다. 그리고 절연요소는 Fig. 3에서와 같이 수신부인 평판과 가진부인 모터를 연결하는 4지점에 삽입하였으며, 각 연결점당 평판 상하면에 하나씩의 절연요소를 삽입하여 각 연결점당 두 개의 절연요소를 삽입하여 절연하였다.

관심주파수 범위는 1~1600 Hz로 선정하였으며, 이는 실험대상물이 절연부가 설치되지 않은 상태에서 운전중일 때 소음이 두드러진 구간(300~700 Hz, 1100~1500 Hz)을 포함하는 주파수 구간이다.

3.1 병진 및 회전 복소강성계수 결정

절연요소 재료로는, 다양한 형상으로 용이하게 제작할 수 있고, 금속 제품에 비해 상대적으로 작은 강성과 큰 감쇠, 대변형에서의 사용가능성 및 저렴한 비용등의 여러 가지 장점을 지닌 점탄성 재료를 선정하였다. 점탄성 재료로 구성된 절연 요소의 복소강성계수는 재료의 물성치와 기하학적인 형상에 의해 결정된다. 본 연구에서는 이 중 재료의 물성치는 고정시킨 후, 즉 동일한 점탄성 재료를 이용하여, 기하학적 형상의 변화만을 통해 절연요소의 회전강성계수를 변화시켰다. 그리고, 회전 변형에 의해 전달되는 진동과 위의 전체 진동과 위에 대한 기여도를 명확하게 분석하기 위해서 병진강성계수는 고정하였다.

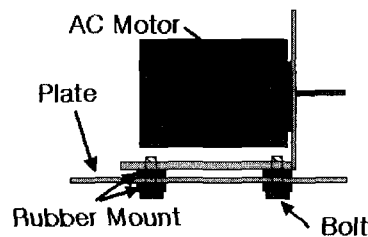


Fig. 3 Isolator installation between AC motor (source) and steel plate(receiver)

진동절연요소로 사용한 점탄성 재료인 방진고무의 구성 성분은 Table 1에 나타나 있다.

방진고무의 물성치는 유압 가진기가 장착되어 있는 재료 동적 물성치 추출 시험기, INSTRON 8502를 이용하여, 시험기 가진 성능 내인 1~100 Hz 범위에서, 모터의 무게에 의한 절연요소의 정적 변형이 절연요소 두께의 1%미만에 해당하였기에 간단히 정적 변형이 없는 상태에서 시험을 통해 측정하였으며 100~1600 Hz 범위의 물성치는 외삽법을 이용하여 추정하였다. 손실 계수는 관심 주파수범위 내에서 주파수에 따른 변화율이 매우 미미하므로 실험 평균값을 사용하였다.⁽¹⁰⁾

절연요소의 병진 및 회전 강성계수는 식 (5)와 같이 복소수로 표현된다.

$$k^* = k_1 + jk_2 = k_1(1 + j\eta) \quad (5)$$

식 (5)에서 복소강성계수의 손실계수(η)는, 재료가 동일하므로, 일정한 실험치를 사용하고 절연요소의 형상 변화로 인해 강성계수(k_1)의 변화만 관찰하였다. 이는 진동과위감쇠 능력에 영향을 미치는 요인들 중 하나인 절연요소 강성계수의 허수부가 진동과위감쇠에 미치는 영향은 강성계수(k_1)변화로써 설명되어질 수도 있다는 의미이다. 절연요소의 복소강성계수 변화 범위는 실제 절연요소 제작시 절연요소의 설치공간으로 인해 제한되는 절연요소 형상 크기를 고려하여 선정하였다. 즉 절연요소를 삽입하기 위해 필요한 볼트 직경만큼의 구멍(D_0)크기는 7mm로 고정하였으며, 절연요소 하나가 가질 수 있는 폭(L)의 범위는 절연요소 설치 간격을 고려해서 $8\text{ mm} \leq L \leq 30\text{ mm}$ 로 선정하였다. 또한 절연요소 두께(t)는 9mm인 두께값으로 선정하였다.

3.2 절연부 형상 변화에 따른 회전강성계수

절연부 회전강성계수 변화가 회전 변형에 의해 전달되는 고주파 영역 진동과위에 미치는 영향에 대해 검토하기 위해서, 동일한 병진강성계수를 가지면서도

다양한 회전강성계수를 가지는 절연요소 형상들을 선정하였다.

절연요소의 병진강성계수를 일정한 값으로 고정시키기 위하여 Fig. 4와 같이 원기둥형 절연요소를 기본 절연요소로 선정하였다. 기본 절연요소의 형상과 수치는 절연요소 설치 공간의 기하학적 형상을 만족하고, 절연부가 삽입된 계의 첫번째 고유진동수가 가진부 AC 모터의 가진주파수보다 낮게 위치하도록 병진강성계수를 선정하였다.

Fig. 4에서 제시한 원기둥형 기본 절연요소를 설치한 절연계의 첫번째 고유진동수가 가진부 AC 모터의 회전주파수 30 Hz보다 낮은 14 Hz에 위치하고 있다는 사실을 통해, 선정된 절연요소가 절연 효과를 기대하기 위해 진동원의 가진주파수보다 계의 공진주파수를 낮게 위치시켜야 한다는 기본적인 절연부 특성을 만족하고 있음을 확인할 수 있었다.

Fig. 4의 기본 절연요소와 동일한 병진강성계수를 가지면서도 다른 회전강성계수를 가지는 절연요소 형상 4가지를 절연부 설치 공간의 제한 조건을 만족하는 범위내에서 선정하였다. 이러한 병진강성계수의

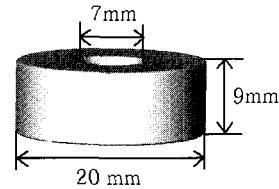


Fig. 4 Reference isolator

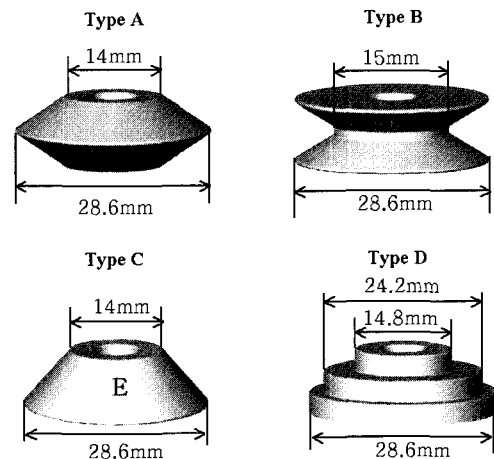


Fig. 5 Various types of isolators with same translational stiffness but different rotational stiffness

Table 1 Recipes of specimens

Rubber	ZnO (phr)	Stearic acid (phr)	Carbon black GPF(phr)	TBBS (phr)	S (phr)	Antidegradant (phr)
NR	3	1	50	1	1.75	3

요구 조건으로 인해 절연요소의 회전강성계수의 변화율을 일정하게 설정하는 것에 큰 어려움이 존재하였으므로, 본 연구에서는 회전강성계수 변화율에 따른 정량적 특성 해석에는 초점을 두지 않고 회전강성계수 변화에 따른 진동과 위 전달의 기여도의 정성적 변화 분석에만 초점을 두었다.

그 결과로 선정된 4가지의 절연요소의 형상과 치수는 Fig. 5에 나타나 있으며, 각 절연요소의 유한 요소 해석 프로그램에서 구한 강성계수와 실험을 통해 얻은 강성계수는 Table 2에 나타나 있다. 여기서 실험치는 질량이 부착된 해당 절연요소를 대상으로 충격실험을 한 후, 그로부터 얻은 고유진동수를 이용해 계산하였으며, 실험편간의 편차는 2% 미만이었다. 측정된 강성계수(병진강성계수, 회전강성계수)가 계산된 값보다 다소 크게 나타났으나, 그 오차의 범위가 병진강성계수의 경우 3%, 회전강성계수의 경우 3~4%로 허용할 만한 오차의 범위라 판단하였다.

절연요소 형상을 통해서 추정할 수 있듯이 기본 원기둥형 절연요소를 기준으로 절연요소 중심이 볼록한 형상인 Type A의 경우 회전강성계수가 원기둥형 절연요소보다 증가하였으며 그 증가량은 40%에 이르렀다. 그리고 절연요소 중심이 오목한 형상인 Type B의 경우 회전강성계수가 56% 정도 감소되는 결과가 나타났다. Type C와 Type D는 각각 회전강성계수가 원기둥형 절연요소보다 15%, 40% 감소된 값을 보였다.

Table 2 Translational stiffness and rotational stiffness for various types of isolators

Isolator type	Translational stiffness [kN/m]		Error (%)
	Experiment	FEM	
Ref.	272.8	265.8	2.6
A	277.4	267.1	3.8
B	275.1	267.2	2.9
C	277.4	266.9	3.9
D	275.1	267.7	3.1
Isolator type	Rotational stiffness [Nm/rad]		Error (%)
	Experiment	FEM	
Ref.	8.13	7.78	4.5
A	11.42	11.02	3.6
B	3.61	3.49	3.4
C	6.97	6.74	3.4
D	4.93	4.81	2.5

4. 회전강성계수 변화에 따른 수진부 전달 진동과 위 및 음압

4.1 수진부 전달 진동과 위 측정

수진부로 전달되는 진동과 위 측정시 식 (2a) 또는 (2b)의 관계를 이용할 경우 회전 변형을 고려하기 위해서는 모멘트를 직접 측정해야 하는 문제점이 존재하게 된다. 따라서 운전중 속도(각속도)와 평판 임피던스를 이용하는 식 (2c)를 이용하였으며, 이 경우 평판 임피던스 행렬을 얻기 위해 모빌리티 행렬을 구한 후, 그 역행렬을 취해서 사용하였다.

모터 지지부를 통해 평판으로 전달되는 전체 진동과 위는 지지부와 평판의 연결점 네 지점에서 전달되는 파워의 합으로 고려하였다. 그리고 각 연결점에서 3자유도(1병진운동 + 2회전운동)를 고려하기 때문에 식 (2c)에서의 속도 V_R 는 12×1 벡터로서 다음 식과 같이 표현된다.

$$V_R = \begin{bmatrix} V_{1z} & V_{2z} & V_{3z} & V_{4z} \\ \Omega_{1x} & \Omega_{2x} & \Omega_{3x} & \Omega_{4x} \\ \Omega_{1y} & \Omega_{2y} & \Omega_{3y} & \Omega_{4y} \end{bmatrix}^T \quad (6)$$

여기서 아래첨자 i 는 모터와 평판의 i 번째 연결점을 의미하며, 속도(V)에서의 z 는 z 축 병진 방향을 의미하고 각속도(Ω)에서의 x, y 는 x, y 회전 축을 V_R 의미한다.

식 (6)의 속도 벡터 각 성분의 아래첨자를 병진 운동 성분과 회전 운동 성분에 따라 간략하게 숫자로 대체 하면 식 (2c)는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$P = \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ \left[V_1^*, \dots, V_4^*, V_5^*(\Omega_1^*), \dots, V_{12}^*(\Omega_8^*) \right] \begin{bmatrix} Z_{(1,1)}^* & \dots & Z_{(1,12)}^* \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ Z_{(12,1)}^* & \dots & Z_{(12,12)}^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_1 \\ \vdots \\ V_4 \\ V_5(\Omega_1) \\ \vdots \\ V_{12}(\Omega_8) \end{bmatrix} \right\} \quad (7)$$

여기서 평판 임피던스 행렬은 12×12 로 나타나며, 실제 실험시 모빌리티 행렬을 얻은 후 역행렬을 취해서 사용하였다.

식 (7)에서의 속도항들은 실제 모터 구동시 각 연결점에서 측정되는 가속도(각가속도) 신호를 이용하

여 얻었으며, 각 측정점에서의 가속도와 각가속도 측정은 Kistler 8832A를 이용하여 측정하였다. $Z_{(i,j)}$ 는 모터가 설치되지 않은 평판의 각 모터 연결 예정인 연결점들에서 측정된 모빌리티로부터 그 값을 취득하였다. 모빌리티 측정 실험은 각 연결점에서 소형 가진기(mini shaker)를 이용하여 1~1600 Hz의 불규칙(random) 신호로 가진하면서, 가속도와 각가속도를 측정하여 수행하였다. 특히 모멘트 가진에는 I형 모멘트암(moment arm)을 사용하였으며, 각 포인트 모빌리티의 경우 임피던스 헤드(B&K8001)를 사용하여 가진점과 측정점의 불일치로 인해 발생할 수 있는 오차를 최소화 하였다.

우선 실험 대상물에 기본 절연요소를 설치하여 모터에서 평판으로 전달되는 진동파워중 회전 변형에 의해 전달되는 진동파워의 기여도를 검토하고자 한다.

Fig. 6은 기본 절연요소를 설치하였을 경우, 병진 운동에 의해 전달되는 진동파워와 회전 변형에 의해 진동파워를 나타낸다. Fig. 6에서 고주파 영역으로 갈수록 회전 변형에 의해 전달되는 진동파워의 기여도가 증가하는 것을 관찰할 수 있으며, 본 실험 모형의 경우 500 Hz 부근을 기준으로 병진 운동에 의해 전달되는 진동파워와 회전 변형에 의해 전달되는 진동파워의 기여도가 교차하는 현상이 관찰되었다. 그리고 가진부에 해당하는 AC 모터의 경우 회전주파수 30 Hz에서 진동파워가 크게 나타나는 현상을 보이고 있으며, 구동시 전자기적 가진력 성분에 의해 30 Hz의 고조파 성분에 해당하는 주파수들에서도 진동 에너지가 집중되어 있음을 관찰할 수 있었다. 따라서 이후의 신호 처리시에는 30 Hz와 그의 고조파 성분을 중

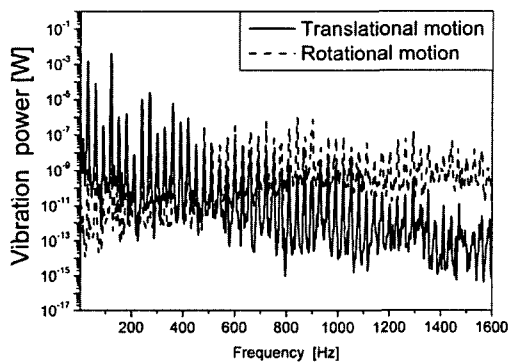
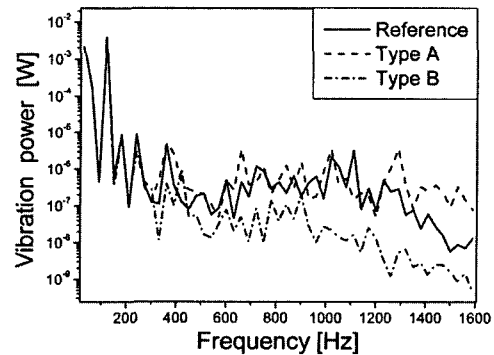


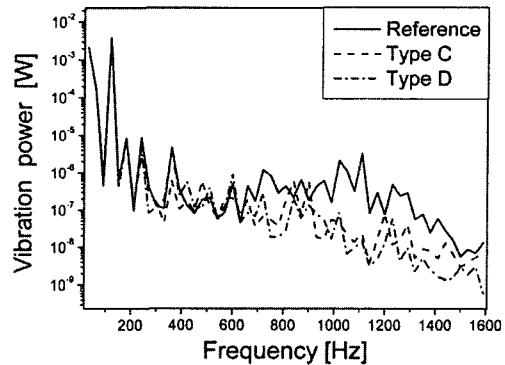
Fig. 6 Power transmissions by translational motion and rotational motion when reference isolator is installed

심주파수로 갖는 30 Hz 대역폭별 에너지 분포로 진동파워 주파수 해석을 실시하였다.

Fig. 7(a)와 7(b)는 원기둥형 기본 절연요소, Type A, B, C, D의 절연요소를 사용한 경우, 모터에서 평판으로 4개의 연결점을 통해 전달되는 진동파워이며, 이는 병진 운동과 회전 변형을 모두 고려한 값이다. 그리고 관심 주파수 구간(1~1600 Hz)과 고주파수 구간(600~1600 Hz)에서의 전체 진동파워는 Table 3에 나타내었다. Table 3에 나타났듯이 관심 주파수 구간(1~1600 Hz) 전체에서 절연요소에 따른 진동파워 차이는 미미하다. 이러한 원인은 1)에너지의 분포가 저주파 영역에 집중되어 있고, 2)저주파 영역에서는 병진 운동에 의해 전달되는 진동파워가 지배적이며, 3) 5가지 절연 요소 모두 유사한 병진강성계수를 가지고 있기 때문이다. 하지만 고주파 영역의 진동파워 흐름을 관찰하면, 회전강성계수가 큰 절연요소(Type A)의 경우 전체 진동파워가 크게 나타나고 회전강성계수가 작은 절연요소(Type B)의 경우에는 전체 진



(a) Reference, Type A and Type B



(b) Reference, Type C and Type D

Fig. 7 Vibration power transmission for various types of isolators

동파워가 작게 나타나는 등 절연부 강성계수의 영향을 크게 받고 있음을 관찰할 수 있었다. Table 2와 Table 3의 회전강성 감소 비율과 진동파워 감소 비율의 정량적 분석에는 진동파워에 미치는 다른 요인들로 인해 한계가 있다. 하지만, Type A의 경우 회전강성계수의 40% 증가로 인해 전체 진동파워가 56% 증가하고, Type B의 경우 회전강성계수의 56% 감소로 인해 진동파워가 90% 이상 감소한다는 사실을 통해, 고주파 영역에서의 회전 변형에 의한 진동파워 기여도의 중요성을 파악할 수 있었고, 단순히 절연부의 회전강성계수 감소만으로 고주파 영역에서의 전달되는 진동 에너지 감소에 큰 효과가 있음을 확인할 수 있었다. 이러한 사실은 Table 4에 나타난 것과 같이, 각 주파수 구간별 진동파워의 기여도 분석을 통해 좀 더 명확하게 확인할 수 있다.

Table 4는 원기동형 기본 절연요소, Type A, B 절연요소의 경우, 전체 관심 주파수를 저주파수 구간(1~300 Hz), 중주파수 구간(300~600 Hz), 고주파수 구간(600~1800 Hz)으로 나누어 병진 운동에 의해 전달되는 진동파워와 회전 변형에 의해 전달되는 진

Table 3 Vibration power transmission for isolators with various rotational stiffness

Isolator type	Vibration power($\times 10^{-6}$ [W])	
	1~1600 Hz	600~1600 Hz
Ref.	6100	14.70
A	6170	22.96
B	6020	1.31
C	6070	9.12
D	6050	8.13

Table 4 Vibration power transmissions by translational and rotational motions for reference isolator, Type A and Type B isolators

Frequency range [Hz]	Relevant motion	Vibration power($\times 10^{-6}$ [W])		
		Isolator type		
		Ref.	A	B
1~300	Translational	5990	6040	6010
	Rotational	0.462	0.615	0.132
300~600	Translational	11.9	11.4	11.0
	Rotational	1.52	2.38	0.48
600~1600	Translational	0.161	0.178	0.180
	Rotational	11.1	16.9	1.03

동파워를 나타낸 것이다. 먼저 에너지가 집중되어 있는 저주파수 구간에서는 병진 운동에 의해 전달되는 진동파워가 지배적이라는 사실을 확인할 수 있으며, 이 구간에서는 세 가지 절연요소 모두 유사한 병진강성계수를 가지기 때문에 모터에서 평판으로 전달되는 진동파워는 유사하게 나타났다. 그러나 고주파 영역에서는 회전 변형에 의해 전달되는 진동파워가 지배적인 역할을 하고 있음을 확인할 수 있었고, 이 경우 병진 운동에 의해 전달되는 진동파워는 세 가지 절연요소의 경우 모두 유사하게 나타난 반면, 회전 운동에 의해 전달되는 진동파워는 절연요소의 회전강성계수에 의해 크게 좌우됨을 확인할 수 있었다.

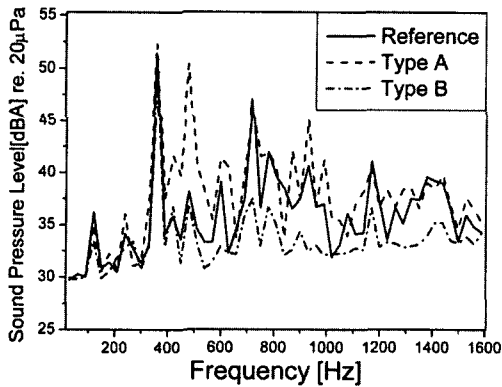
4.2 수진부 음압 측정

고주파 영역에서의 진동파워 증감이 평판에서 발생한 소음에 미치는 영향을 검토하였다. 평판에서 발생한 음압의 비교기준으로는 실험 대상물 전방 1m 떨어진 거리에 5개의 측정점(앞, 뒤, 우측, 좌측, 위)에서 측정한 음압 신호의 공간 평균치를 사용하였으며, 그 결과로 얻은 각 절연요소별 음압 분포는 Fig. 8(a)와 8(b)에 나타나 있다. 그리고 관심 주파수 구간(1~1600 Hz)과 고주파수 구간(600~1600 Hz)에서의 전체 음압 수준은 Table 5에 나타나 있다. 그림에서 보듯이 저주파수 구간(1~300 Hz)에서는 진동파워와 유사하게 5가지 절연요소 경우 모두 큰 차이를 보이고 있지 않음을 관찰할 수 있었으나, 400 Hz 이상의 주파수 영역에서는 회전 변형에 의해 전달되는 진동파워의 증감에 따라 평판에서 방사되는 소음이 큰 영향을 받고 있음을 확인할 수 있었다.

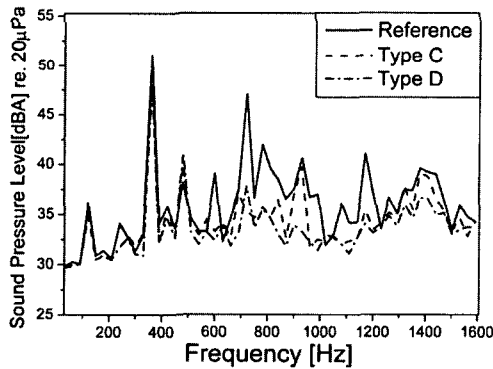
실험에서 사용한 절연요소중 회전강성계수가 가장 큰 값과 작은 값에 해당하는 Type A, B의 경우, 원기동형 기본 절연요소에 비해 600 Hz 이상의 주파수 영역에서 각각 1 dBA 증가, 6 dBA 감소를 보였으며, 이는 해당 주파수 영역에서 지배적인 역할을 하는 회전 변형에 의해 전달되는 진동파워의 증감에 의해 나타난 현상이라 쉽게 결론 지을 수 있었다. Type C와 D의 경우도 마찬가지로 원기동형 기본 절연요소보다 작은 회전강성계수로 인해 600 Hz 이상의 고주파 영역에서 소음이 3~6 dBA 감소 효과를 보이고 있음을 확인할 수 있었다.

따라서 고주파수 구간에서 회전 변형에 의해 전달되는 진동파워의 기여도가 증가한다는 사실과, 진동

절연계 진동파워 해석시 회전 변형에 의해 전달되는 진동파워의 측정이 필수적이라는 사실을 실험적으로 확인할 수 있었다. 그리고 단순히 절연요소의 회전강성계수를 줄이는 절연부 설계만으로도 고주파수 영역에서의 수진부 전달 진동파워와 수진부 방사 소음 저감을 효과적으로 달성할 수 있다는 결론을 얻을 수 있었다.



(a) Reference, Type A and Type B



(b) Reference, Type C and Type D

Fig. 8 Sound pressure level for various types of isolators

Table 5 Sound pressure levels for isolators with various rotational stiffness

Isolator type	Sound pressure level[dBA]	
	1~1600 Hz	600~1600 Hz
Ref.	56	54
A	58	55
B	52	48
C	54	51
D	53	48

5. 결론

가진부가 절연요소에 의해 수진부에 연결되어 있는 진동절연계 해석에 있어서 수진부 연결점에서의 회전변형에 전달되는 파워는 고주파수 대역으로 갈수록 전체 파워에 대한 기여도가 증가하며, 이로 인해 단순히 수진부 연결점에서 병진 운동뿐만 아니라 회전 변형을 고려한 절연계 해석이 필수적이다. 이러한 사실은 기존 문헌들에서도 논의되어져 왔으나 해석적 또는 부분적인 실험을 통해서만 주장되었을 뿐 실제 절연계나 실험 모형물을 대상으로 한 연구결과는 미흡한 실정이다.

본 논문에서는 AC 모터와 평판으로 이루어진 진동 절연계 실험 모형을 대상으로 절연부를 구성하는 절연요소의 회전강성계수 변경을 통해 고주파 대역에서의 회전 변형에 의해 전달되는 진동파워를 실제 측정하여 전체 진동파워에 대한 기여도를 분석하였다. 이를 위해 동일한 병진강성계수를 가지면서도 다른 회전강성계수를 가지는 5가지 절연요소를 제작하여 가진부(모터)와 수진부(평판)에 삽입한 후 회전 변형에 의해 전달되는 진동파워를 측정하였다. 그 결과 저주파 영역에서는 병진 운동에 의해 전달되는 진동파워가 지배적이었으며, 이로 인해 동일한 병진강성계수를 가지는 5가지의 절연요소의 경우 모두 유사한 진동파워값을 보임을 관찰하였다. 반면, 고주파 영역에서는 회전 변형에 의해 전달되는 진동파워가 지배적이라는 사실을 실험결과를 통해 관찰할 수 있었으며, 서로 다른 회전강성계수를 가지는 절연요소들을 대상으로 한 본 실험의 경우, 그 진동파워값이 회전강성계수에 크게 좌우됨을 확인할 수 있었다. 즉 고주파 영역에서는 단순히 절연요소의 회전강성계수를 줄이는 절연부 설계만으로도 수진부 전달 진동파워 저감을 효과적으로 달성할 수 있었으며, 이는 수진부 방사 소음 저감에도 두드러진 영향을 미친다는 사실도 수진부 음압 측정 결과를 통해 확인할 수 있었다.

참고 문헌

- (1) Goyer, H. G. D. and White, R. G., 1980, "Vibration Power Flow Machines into Built Up Structure. Part I: Introduction and Approximate

Analysis of Beam and Plate-like Foundation," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 68, No. 1, pp. 59~75.

(2) 이영빈, 최규상, 김광준, 1999, "유연한 가진부 및 기초부를 갖는 다점지지 마운트 계의 진동파워 절연기법 연구 및 컴프레서 마운트 계에의 응용," *대한기계학회지*, 제 23 권, 제 1 권, pp. 80~88.

(3) 최규상, 이호정, 김광준, 1999, "진동파워를 이용한 다차원 진동절연계 해석시 절연요소의 파동효과를 고려한 등가강성화," *한국소음진동공학회논문집*, 제 9 권, 제 2 호, pp. 517~524.

(4) Jacobsen, F. and Ohlrich, M., 1986, "Vibration Power Transmission from Multi-point Mounted Machinery to Supporting Structure," *The Acoustics Laboratory, Technical University of Denmark*, Report No. 35.

(5) Lee, H.-J., Kim, K.-J., Lee, B.-C. and Jin, S.-W., 2001, "Multi-dimensional Vibration Power Path Analysis With Rotational Terms Included : Application to a Compressor," *Proceedings of the ASIA-PACIFIC Vibration Conference*, pp.1111~1115.

(6) Koh, Y. K. and White, R. G., 1996, "Analysis And Control Of Vibration Power

Transmission to Machinery Supporting Structures Subjected to A Multi-excitation System, PART I : Driving Point Mobility Matrix Of Beams And Rectangular Plates," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.196, No. 4, pp. 469~493.

(7) Yap, S. H. and Gibbs, B. M., 1999, "Structure-borne Sound Transmission from Machines in Buildings, Part 2: Indirect Measurement of Force at the Machine-receiver Interface of a Single and Multi-point Connected System by a Reciprocal Method," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 222, No. 1, pp. 99~113.

(8) Lee, H.-J and Kim, K.-J., 2000, "A Study of the Effects of Rotational Terms in the Power Transmission through Vibration Isolation Systems on Beam-like Structures," *International Journal of Acoustics and Vibration*, Vol. 5, No. 3, pp. 127~134.

(9) Sanderson, M. A., 1996, "Vibration Isolation : Moments and Rotations included," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.198, No.2, pp. 171~191.

(10) Freakley, P. K., *Theory And Practice of Engineering with Rubber*, pp. 68~69.