

# 다차원 진동/소음 절연을 위한 진동 파워 이용법

## Multi-dimensional vibration/noise isolation by vibration power analysis

김 광 준

(E-mail: [kjkim@mail.kaist.ac.kr](mailto:kjkim@mail.kaist.ac.kr))

한국과학기술원 기계공학과  
소음 및 진동제어 연구센터  
(<http://novic.kaist.ac.kr>)

### ABSTRACT

Limitations of the simple single degree of freedom vibration isolation theory in real applications are discussed and a theory of multi-dimensional vibration/noise isolation by power approach is introduced. Illustrations of the application to compressor of an air-conditioner are presented together with problems caused by approximations. Then possible sources of distortions in the vibration power estimation are looked into and some relevant research topics are suggested.

### 1. 서 론

흔히 기계류 계는 진동(구조적 소음 포함) 문제와 관련하여 가진부-진동 절연부-수진부로 모형화 할 수 있고, 전체적 소음 측면에서는 위의 구조적 경로 외에 음향학적 경로를 추가적으로 고려해야 하는데, 본 논문에서는 전자만을 논하기로 한다.

대학교 학부 학생 수준의 교과서에서는 진동 절연 문제를 전형적으로 Fig. 1과 같이 모형화하여 다루고 있다. 즉, 가진부는 강체질량으로, 진동 절연부는 스프링 및 감쇠기로, 수진부는 무한 질량의 강체로 가정한 후, 가진부에서 가해지는 입력에 비하여 수진부로 전달되는 전달력이 얼마나 달라지는지를 전달율을 이용하여 절연계를 평가하거나 설계하게 된다. 많이 간략화 되어 있기는 하지만, 진동 절연의 개념을 쉽게 이해하고 1차적인 문제 해결을 위한 기초적 지침으로는 매우 유익한 모형화로 볼 수 있다.

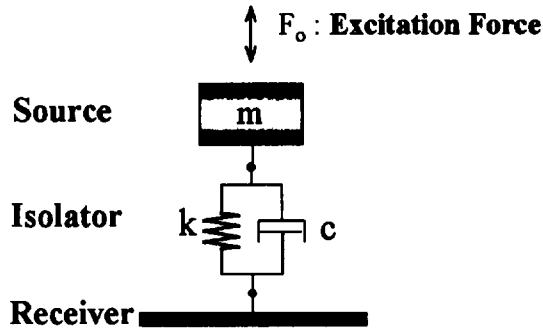


Fig. 1 Mass-spring-damper model

그러나 Fig. 1의 모형화 및 전달을 해석법을 조금 더 깊이 있게 들여다보면, 현실적으로 수많은 문제점들을 포함하고 있음을 쉽게 알 수 있다. 예를 들어, 차량의 경우 차체 위에 장착된 엔진-변속기 마운트 계라던가, 분리형 에어컨의 경우 실외기에 설치된 압축기 절연계를 생각하여 보자. 우선, 가진부와 수신부를 연결하는 점의 수가 적어도 세 개는 넘으며, 가진부의 움직임이 한 방향으로만 제한되어 있지 않으며, 가진력과 관련 가진 주파수가 하나가 아니라 여러 개 및 이들의 고조파로 구성될 뿐만 아니라 그 크기를 정확하게 파악하기 어려우며, 가진부나 수신부 자체의 강성을 무한대로 간주하는 것에도 무리가 있을 수 있으며, 절연부에도 스프링 및 감쇠기 특성 외에 질량특성이 존재한다. 따라서, Fig. 1의 개념만으로 진동 절연 문제를 다루기에는 그 정확성에 큰 무리가 있을 수도 있음을 쉽게 짐작할 수 있다.

위에 언급한 여러 문제점들을 보다 심도 있게 다루기 위한 연구들은 1970년대 중반부터 시작된 것으로 볼 수 있다<sup>(1,2)</sup>. 가진부와 수신부의 구조적 유연성을 감안하는 방법으로서 이들의 모빌리티를 이용하여 전달율을 수정하기도 하였고 힘의 전달을 대신 수신부로 전달되는 진동파워를 이용하기도 하였다. 그러나 이 연구들도 변형이 한 방향으로만 발생하는 것으로 가정하여 즉 1차원적으로만 문제들을 다루고 있다. 다차원적으로 진동 절연계 문제를 다룬 연구로는 Swanson의 것을 들 수 있다<sup>(3)</sup>. 이 논문에서는 절연 효율과 관련, 절연 요소들의 유무에 따라 수신부가 갖게 되는 속도 벡터들의 관계를 효율 행렬로 정의하고 이 효율 행렬의 특이치를 이용하는 방법을 제안하고 있다. 그러나, 이 방법에서의 문제점 하나는 효율 행렬의 특이치에 대하여 물리적 의미를 부여하기가 쉽지 않다는 것이다.

이에 본 논문에서는 다차원 진동 절연계를 대상으로 진동파워 개념<sup>(4)</sup>을 적용하여 절연 효율을 정의하는 방법<sup>(5)</sup>을 소개하고자 하며, 이 방법을 실제 계에 적용할 때 부딪히는 몇 가지 문제점들을 검토하고 또한 앞으로 해결해야 할 과제들에 대하여 논하고자 한다.

## 2. 다차원 진동 절연계 모형화 및 진동파워 절연효율 계산

다차원 진동 절연계는 Fig. 2에 도식적으로 보인 바와 같이 가진부, 진동 절연부, 수신부로 구분하여 모형화 할 수 있다. 가진부는 기계 구조물과 이에 가해지는 힘으로 구성되며 임피던스와 차단 가진력(blocked force)<sup>(6)</sup>으로 모형화 된다. 진동 절연부는 절연 요소들로 구성되며 4단자 정수(4-Pole Transmission Parameter)<sup>(6)</sup>를 이용하여 모형화 할 수 있고, 수신부는 모빌리티를 이용하여 모형화 할 수 있다.

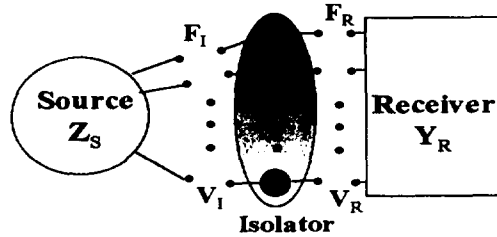


Fig. 2 Schematic representation of multi-dimensional vibration isolation system

### 2.1 가진부 모형화

실제 기계류에서의 가진력은 여러 가지 요인에 의해 여러 가지 형태로 발생하게 되어 그 크기나 발생 위치 등을 정확히 규명하여 모형화 하기는 매우 어렵는데, 차단 가진력과 임피던스를 이용하면 가진부를 효율적으로 모형화 할 수 있다. 차단 가진력은, 가진부를 무한 강성을 가진 구조물에 연결한 상태에서 운전하면서, 이들 연결점에서 측정되는 힘과 모멘트( $F_s$ )를 의미하는데, 이 기계가 진동 절연부를 통하여 기초부에 연결될 경우 진동 절연부에서의 반력 벡터  $F_1$ 와 차단 가진력 벡터  $F_s$  사이에는 다음의 관계가 성립한다.

$$F_1 = F_s - Z_s V_1 \quad (1)$$

여기서  $Z_s$ 는 연결점에서의 가진부 임피던스 행렬을 의미한다.

### 2.2. 절연부 모형화

절연부의 질량, 감쇠 및 탄성적 특성을 모두 표현하기 위해서는 4단자 정수 모형화 기법을 효과적으로 이용할 수 있다. 하나의 절연 요소의 각 주축 방향에 대해 Fig. 3과 같은 입출력 관계를 고려하면 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다. Fig. 3에서 1은 입력단으로서 가진부와 연결되는 부분을 의미하고 2는 출력단으로서 수신부와 연결되는 부분을 의미하며, 위첨자  $i$ 는  $i$ 번째 요소를 의미하는데 각 연결점에서 6자유도를 고려하는 경우 식 (2)의 좌우변은  $12 \times 1$ 의 행 벡터가 된다.



Fig. 3 Input-output relation in uni-directional single isolator.

$$\begin{Bmatrix} F_1^i \\ V_1^i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a^i & b^i \\ c^i & d^i \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_2^i \\ V_2^i \end{Bmatrix} \quad (2)$$

위의 식 (2)에서,  $a^i, c^i$  는  $V_2^i = 0$  일 때, 즉 수신부와 연결점이 고정되는 조건에서의 힘 전달율, 모빌리티이고,  $b^i, d^i$  는 자유경계조건에서의 임피던스, 속도 전달율이다. 절연 요소가  $n$  개 설치된 경우, 가진부 및 수신부와 절연 요소 연결 점에서의 힘과 속도 행 벡터의 관계는 다음 식 (3)과 같이 표현할 수 있고, 각 연결 점에서의 자유도가 6 이라면 식 (3) 좌우변은  $12n \times 1$  행 벡터가 된다.

$$\begin{Bmatrix} F_I \\ V_I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_R \\ V_R \end{Bmatrix} \quad (3)$$

### 2.3. 수신부 모형화

탄성 혹은 유연성을 갖는 수신부의 구조적 동특성은 수신부 모빌리티 행렬( $Y_R$ )을 이용하여 나타낼 수 있는데, 수신부의 절연 요소 연결점들에 가해지는 힘 벡터( $F_R$ )와 이 연결점에서의 속도 벡터( $V_R$ ) 사이에는 다음의 관계식이 성립한다.

$$V_R = Y_R F_R \quad (4)$$

### 2.4. 진동파워 절연효율

절연부를 통하여 수신부로 전달되는 유효 진동파워( $P_R$ )는 다음 식 (5)의 첫 번째 표현과 같이 수신부 연결점에서의 힘 벡터와 속도 벡터 곱 실수부의 1/2로 정의되며, 수신부의 모빌리티 혹은 임피던스를 이용하면 두 번째와 세 번째 표현이 된다<sup>(4)</sup>.

$$P_R = \frac{1}{2} \text{Re} \{ F_R^* V_R \} = \frac{1}{2} \text{Re} \{ F_R^* Y_R F_R \} = \frac{1}{2} \text{Re} \{ V_R^* Z_R^* V_R \} \quad (5)$$

여기서 위 첨자 \*는 행 벡터의 공액 전치를 나타내고  $Z_R$ 은 수신부의 임피던스 행렬을 의미한다.

한편, 수신부로 전달되는 힘 벡터는 다음 식 (6)처럼 전달율 행렬( $T$ )과 차단 가진력

을 이용하여 나타낼 수 있다.

$$\mathbf{F}_R = \mathbf{T}\mathbf{F}_S \quad (6)$$

여기서 전달을 행렬  $\mathbf{T}$ 는 절연부 유무에 따라 달라지게 되는데, 절연요소를 설치하지 않고 가진부를 수신부에 직접 설치한 경우의 전달을 행렬  $\mathbf{T}_N$ 은 식 (1)과 (4)에  $\mathbf{V}_R=\mathbf{V}_I$ ,  $\mathbf{F}_R=\mathbf{F}_I$ 라는 관계식을 대입함으로써 다음과 같이 구해진다.

$$\mathbf{T}_N = [\mathbf{I} + \mathbf{Z}_S \mathbf{Y}_R]^{-1} \quad (7)$$

그리고 절연요소를 설치한 경우의 전달을 행렬  $\mathbf{T}_I$ 는 식 (1), (3), (4)로부터 다음과 같이 구해진다.

$$\mathbf{T}_I = [\mathbf{A} + \mathbf{B}\mathbf{Y}_R + \mathbf{Z}_S[\mathbf{C} + \mathbf{D}\mathbf{Y}_R]]^{-1} \quad (8)$$

따라서, 절연요소 유무에 따라 수신부로 전달되는 진동파워는 각각 다음 식 (9)과 (10)로 나타낼 수 있다.

$$P_{IR} = \frac{1}{2} \text{Re} \{ \mathbf{F}_{IR}^* \mathbf{Y}_R \mathbf{F}_{IR} \} = \frac{1}{2} \text{Re} \{ \mathbf{F}_S^* \mathbf{T}_I^* \mathbf{Y}_R \mathbf{T}_I \mathbf{F}_S \} \quad (9)$$

$$P_{NR} = \frac{1}{2} \text{Re} \{ \mathbf{F}_{NR}^* \mathbf{Y}_R \mathbf{F}_{NR} \} = \frac{1}{2} \text{Re} \{ \mathbf{F}_S^* \mathbf{T}_N^* \mathbf{Y}_R \mathbf{T}_N \mathbf{F}_S \} \quad (10)$$

진동파워 절연효율(Vibration Power Isolation Effectiveness)은 절연요소가 없을 때 수신부로 전달되는 진동파워와 절연요소가 있을 때 수신부로 전달되는 진동파워의 비로서 다음 식(11)과 같이 정의된다<sup>(5)</sup>.

$$E_p = \frac{P_{NR}}{P_{IR}} \quad (11)$$

### 3. 연구 사례

#### 3.1 에어컨 컴프레서 마운트계에의 응용

이 연구는 분리형 에어컨의 실외기 컴프레서 마운트계에 사용되는 세 가지 고무 마운트 설계안을 대상으로 비교 평가하기 위한 것으로서, 궁극적으로는 컴프레서를 지지하고 있는 판-구조물 형태의 수신부가 컴프레서로부터 전달 받아 소음으로 방사하는 에너지를 최소화하기 위한 것이었다. Fig. 4(a)의 컴프레서는 4개 지점에서 지지되고 있는데 각 절연부 마운트는 축 대칭으로서 Fig. 4(b)와 같은 형상을 갖고 있다.

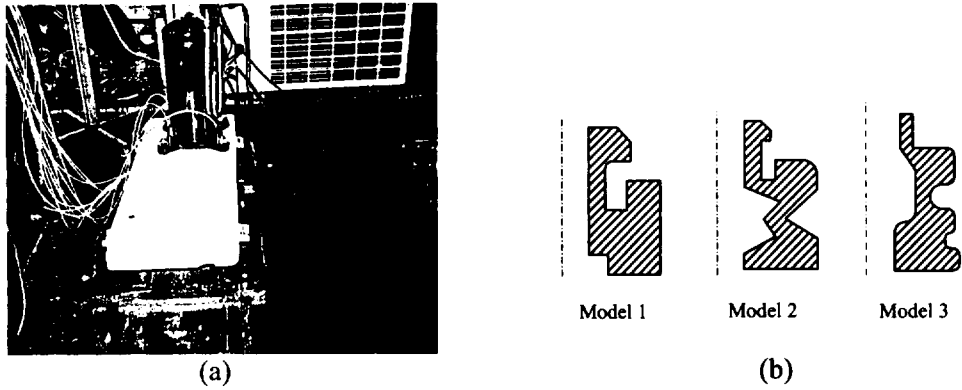


Fig. 4 Experimental Setup for power transmission analysis in compressor mounting system and cross sections of rubber-like isolator models

가진부와 수신부의 임피던스는 가진 실험을 통하여 구하고 절연 요소들의 4단자 정수는 상업용 유한 요소 프로그램(ABAQUS)을 이용하여 계산한 뒤 이들로부터 계산한 파워 절연효율은 Fig. 5와 같다. 주파수에 따라 변화가 매우 심하여 주파수 평균을 취하였는데, 이 결과는 Table 1과 같이 두 번째 모델이 바람직한 것으로 판단되었다. 한편, 실제로 절연부를 제작 설치한 후, 연결부 4개 지점에서의 속도를 측정하고, 이 속도와 수신부 임피던스를 이용하여 수신부로 전달되는 진동파워를 계산하였는데, 그 결과는 Fig. 6 및 Table 2와 같다.

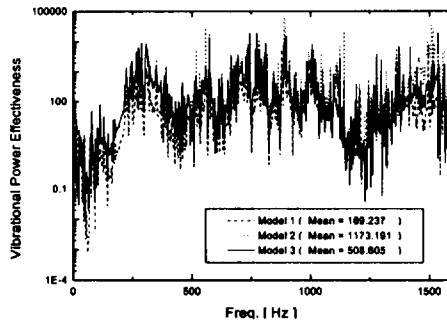


Fig. 5 Vibration power isolation effectiveness for isolator model 1, 2 and 3

	진동파워 절연효율의 평균값
Model 1	169.237
Model 2	1173.191
Model 3	508.605

Table 1 Averaged vibration power isolation effectiveness for isolator model 1, 2 and 3 for 10-

1600 Hz

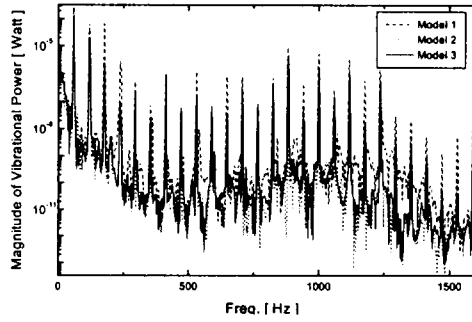


Fig. 6 Spectrum of vibration power transmission to base pan for isolator model 1, 2 and 3

	진동파워의 평균값(Watt)
Model 1	$9.291 \times 10^{-7}$
Model 2	$2.753 \times 10^{-7}$
Model 3	$2.975 \times 10^{-7}$

Table 2 Averaged vibration power transmission to base pan for isolator model 1, 2 and 3

세 가지의 고무 재료 절연부 설계 안에 대한 비교 평가와 관련, 이 절연 요소들을 통하여 전달되는 진동 파워를 Fig. 6에 보인 바와 같이 주파수에 따라 세부적으로 논하는 것은 쉽지 않으나, 주파수 평균적 결과로는 Table 1과 Table 2에서 볼 수 있듯이 우선 순위가 일치하고 있어, 소음 저감을 목표로 삼고 여러 가지 절연부 설계 안의 비교평가를 위한 본 연구에서의 방법이 나름대로 의미가 있다고 볼 수 있다.

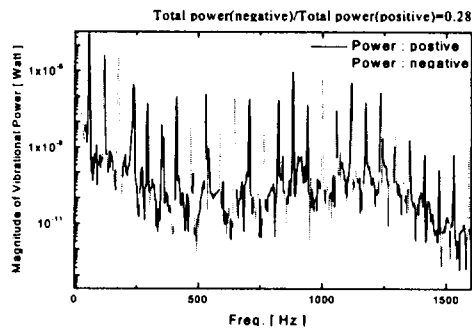


Fig. 7 Spectrum of vibration power transmission to base pan for isolator model 1

이 연구에서 발견된, 그러나 해결되지는 못하였던, 특이 사항 하나는, 절연부 설치 후 속도 측정치와 수신부 임피던스 측정치로부터 산출된 진동파워가 주파수에 따라 Fig. 7과 같이 음의 영역을 가지고 있다는 것이었다. 위 연구에서는 이 음의 파워영역에 대한 원인을 제대로 파악하지 못하였었으며, 따라서 절대값으로 근사화 처리하였는데 이 단계에서 오차의 소지가 있을 수 있음이 인정된다.

### 3.2 보 혹은 판 형상 기초부를 갖는 절연계에서의 진동파워 계산 시 모멘트 및 회전 변형 성분의 영향

전절에서 언급하였듯이 실험적으로 진동 파워를 측정하는 단계에서 관측되었던 음의 진동파워에 대한 원인을 분석하기 위한 연구를 수행하였다<sup>(7, 8, 9)</sup>. 기초부로 전달되는 진동파워의 계산 식 (5)에서 볼 수 있듯이, 가진부, 절연부, 수신부의 진동특성을 다루는 단계에서, 특히 보 혹은 판 형상의 수신부를 대상으로 하는 경우, 진동파워는 병진변형이나 직선력뿐만 아니라 회전변형이나 회전력(모멘트)에 의해서도 전달되게 되는데, 후자의 회전 성분들에 대하여 실험적으로 측정하는 것은 현재의 기술 수준으로 지극히 어렵기 때문에 흔히 무시되고 있다. 3.1절 연구에서도 이 성분들을 무시하고 진동파워를 추정하였는데, 이것이 음의 파워 결과를 가져온 것으로 판단하고, 매우 간단한 보 혹은 판 구조물 수신부를 갖는 진동 절연계를 대상으로 회전 성분의 영향을 연구하였다.

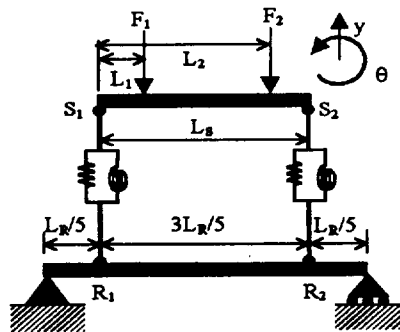


Figure 8 : Dynamic model of beamlike source-isolator-receiver structure with two-point connections for analysis of moment transmission effects

먼저 간단한 2점지지 진동 절연계 모형을 대상으로 시뮬레이션을 통해 회전 성분들을 무시할 경우 수신부로 전달되는 진동 파워 추정시 발생하는 오차 유발 가능성에 대해 살펴보았다. Fig. 8의 모형에서 가진부와 수신부는, 힘과 모멘트가 전달되는 상황을 고려하기 위하여, 탄성 보로 모형화 하였다. 그리고 절연 요소는 질량이 없는 선형 스프링( $k$ )과 회전 스프링( $k_r$ )의 병렬로 이루어져 있다. 두 연결



점에서 각각 병진 운동과 회전 운동을 함께 고려하여야 되기 때문에 수진부로 전달되는 힘( $\mathbf{F}_R$ )과 속도( $\mathbf{V}_R$ )는 각각  $4 \times 1$  벡터로서 식 (12a, b)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\mathbf{F}_R = \{F_{R1} \quad F_{R2} \quad M_{R1}(\equiv F_{R3}) \quad M_{R2}(\equiv F_{R4})\}^T \quad (12a)$$

$$\mathbf{V}_R = \{V_{R1} \quad V_{R2} \quad \omega_{R1}(\equiv V_{R3}) \quad \omega_{R2}(\equiv V_{R4})\}^T \quad (12b)$$

식(5)에 의해 정의되는 진동과워  $P_R = \text{Re}[\mathbf{F}_R^* \cdot \mathbf{V}_R]/2$ 를, 식(12a)와 (4)를 이용하여 수진부에서의 직선력 및 회전력과 모빌리티 항으로 표현한 후, 자유도에 따라 순수 직선력 성분, 순수 회전력 성분, 그리고 이들의 연성된 성분 등으로 다음 식 (13)과 같이 분해할 수 있다.

$$P_F = \frac{1}{2} \text{Re} \{F_{R1}^* F_{R1} Y_{R11} + F_{R2}^* F_{R2} Y_{R22} + F_{R1}^* F_{R2} Y_{R12} + F_{R2}^* F_{R1} Y_{R21}\} \quad (13a)$$

$$P_M = \frac{1}{2} \text{Re} \{M_{R1}^* M_{R1} Y_{R33} + M_{R2}^* M_{R2} Y_{R44} + M_{R1}^* M_{R2} Y_{R34} + M_{R2}^* M_{R1} Y_{R43}\} \quad (13b)$$

$$P_{C1} = \frac{1}{2} \text{Re} \{F_{R1}^* M_{R1} Y_{R13} + F_{R1}^* M_{R2} Y_{R14} + F_{R2}^* M_{R1} Y_{R23} + F_{R2}^* M_{R2} Y_{R24}\} \quad (13c)$$

$$P_{C2} = \frac{1}{2} \text{Re} \{M_{R1}^* F_{R1} Y_{R31} + M_{R1}^* F_{R2} Y_{R32} + M_{R2}^* F_{R1} Y_{R41} + M_{R2}^* F_{R2} Y_{R42}\} \quad (13d)$$

여기서,  $P_F$ 는 두 연결 점에서 순수한 병진 운동에 의해 전달되는 진동과워이고  $P_M$ 은 회전 운동에 의해 전달되는 진동과워로서 둘 다 양의 값이며,  $P_{C1}$ 과  $P_{C2}$ 는 병진 운동과 회전 운동의 연성에 의해 전달되는 진동과워로서 양의 값을 가질 수도 있고 음의 값을 가질 수도 있다.

힘이나 속도 벡터 측정 시, 회전력(모멘트)이나 각속도 측정에 있어서의 어려움 때문에, 병진 성분들만을 측정하는 경우, 식 (12)는 식 (14)와 같이 근사화 할 수 있다.

$$\mathbf{F}_{RT} = \{F_{R1} \quad F_{R2} \quad 0 \quad 0\}^T, \quad (14a)$$

$$\mathbf{V}_{RT} = \{V_{R1} \quad V_{R2} \quad 0 \quad 0\}^T. \quad (14b)$$

회전 성분을 무시한 위 두 식(14a) 및 (14b)를 이용하여 진동과워를 근사적으로 계산하는 방법은 다음과 같이 I, II, III 등 세 가지 경우를 생각할 수 있다.

Case-0 : 병진 성분과 회전 성분을 모두 고려하는 이상적인 경우

Case-I : 직선력 측정( 및 수진부 모빌리티 이용)법(force approach)

Case-II : 선속도 측정( 및 수진부 임피던스 이용)법(velocity approach)

Case-III : 직선력 및 선속도 동시 측정법(force & velocity approach)

위의 네 가지 각 경우에 수진부로 전달되는 진동파위는 각각 식 (15a-d)와 같이 나타낼 수 있다<sup>(10)</sup>.

$$P_{R0} = \frac{1}{2} \text{Re}\{F_R^* V_R\} = \frac{1}{2} \text{Re}\left\{\sum_i \sum_j F_{Ri}^* Y_{Rij} F_{Rj}\right\} = \frac{1}{2} \text{Re}\left\{\sum_i \sum_j V_{Ri}^* Z_{Rij}^* V_{Rj}\right\} \quad (15a)$$

$$P_{RI} = \frac{1}{2} \text{Re}\{F_{RT}^* Y_R F_{RT}\} = \frac{1}{2} \text{Re}\left\{\sum_i \sum_j F_{Ri}^* Y_{Rij} F_{Rj}\right\} \quad (15b)$$

$$P_{RII} = \frac{1}{2} \text{Re}\{V_{RT}^* Z_R^* V_{RT}\} = \frac{1}{2} \text{Re}\left\{\sum_i \sum_j V_{Ri}^* Z_{Rij}^* V_{Rj}\right\} \quad (15c)$$

$$P_{RIII} = \frac{1}{2} \text{Re}\{F_{RT}^* V_{RT}\} = \frac{1}{2} \text{Re}\left\{\sum_i \sum_j F_{Ri}^* Y_{Rij} F_{Rj}\right\}. \quad (15d)$$

식 (13)을 이용하여 위의 식 (15a), (15b), (15d)를 다시 표현하면 다음 식과 같은데,

$$P_{R0} = P_F + P_M + P_{C1} + P_{C2} \quad (16a)$$

$$P_{RI} = P_F \quad (16b)$$

$$P_{RIII} = P_F + P_{C1}. \quad (16c)$$

이들로부터 다음 사실을 알 수 있다. 즉, 병진 성분과 회전 성분을 모두 고려하는 이상적인 경우에 비하여 이 두 성분 사이의 연성이 어느 정도이냐에 따라 근사식 (15b) 및 (15d)를 이용하게 되면 오차가 발생하게 되는데, 그 오차는 항상 양 혹은 항상 음이라고 단정적으로 말할 수 없다. 이것은 근사식 (15c)의 경우도 마찬가지일 것으로 판단된다. 다음 절에서는 수치 모사 실험을 통하여 이러한 근사화 방법이 갖는 오차 특성을 예시하고자 하였다.

### 3.2.1 직선력 측정법 및 선속도 측정법에 의한 진동파워 추정

Fig. 8 모형에서 가진부의 두 지점  $L_1=0.2L_s$ 과  $L_2=0.8L_s$ 에서 수직 방향 성분 조화 가진력  $F_1, F_2$ 가 작용하도록 하여, 두 힘의 절대치가 같고 위상이 같은 경우( $F_1=1N, F_2=1N$ : even mode excitation)와 위상차가 180도인 경우( $F_1=1N, F_2=-1N$ : odd mode excitation)를 다루었다.

Figs. 9(a)와 9(b)는 각각 짝수차(혹은 중심면 대칭) 모드 가진과 홀수차(혹은 중심점 대칭) 모드 가진의 경우를 대상으로 직선력 측정법과 선속도 측정법에 의해 근사적으로 얻어진 진동파워이다. 여기서 실선은 회전 운동과 병진 운동을 모두 고려한 상태에서의 이론적 진동파워를 나타내고 있다. Fig. 9의 진동파워에서 보이는 대부분의 피크들(짝수차 모드 가진: 32, 118, 306, 460, 900, 950 Hz, 홀수차 모드 가진: 130, 286, 568, 652, 1354 Hz)은 전체 계의 고유진동수(32, 118, 130, 286, 306, 460, 568, 652,

900, 950, 1310, 1354 Hz)와 일치하고 있으며, 근사화 방법에 따라 왜곡된 피크들이 추가적으로 생성되었음을 관측하였다. 즉, 선속도 측정법의 경우 Fig. 9(a)의 232, 1256, 1441 Hz, Fig. 9(b)의 1441 Hz에서 왜곡된 피크가 발생하고 있고 직선력 측정법의 경우 Fig. 9(a)의 37, 332 Hz, Fig. 9(b)의 148, 590, 1328 Hz에서 왜곡된 피크가 발생하고 있는데, 이 주파수들은 이 계 부분시스템의 동특성과 비교해본 결과 수신부의 반공진 주파수 또는 고유진동수와 일치하였다.

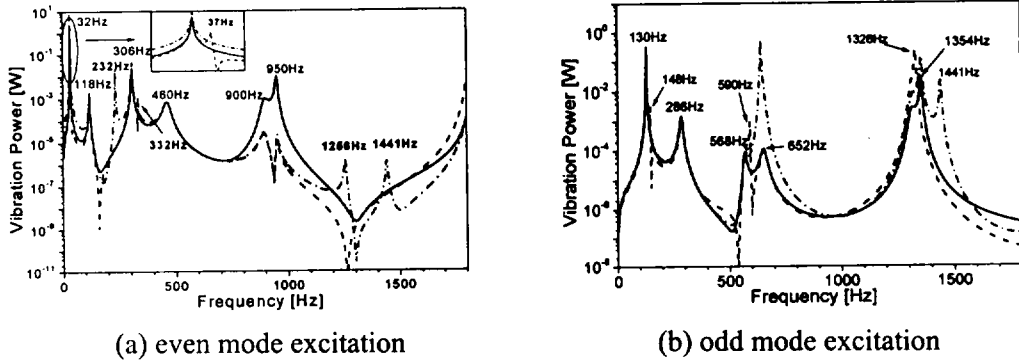


Fig. 9 : Spectrum of vibration power approximated by full consideration of translational and rotational motion (—), force approach (---) and velocity approach (---)

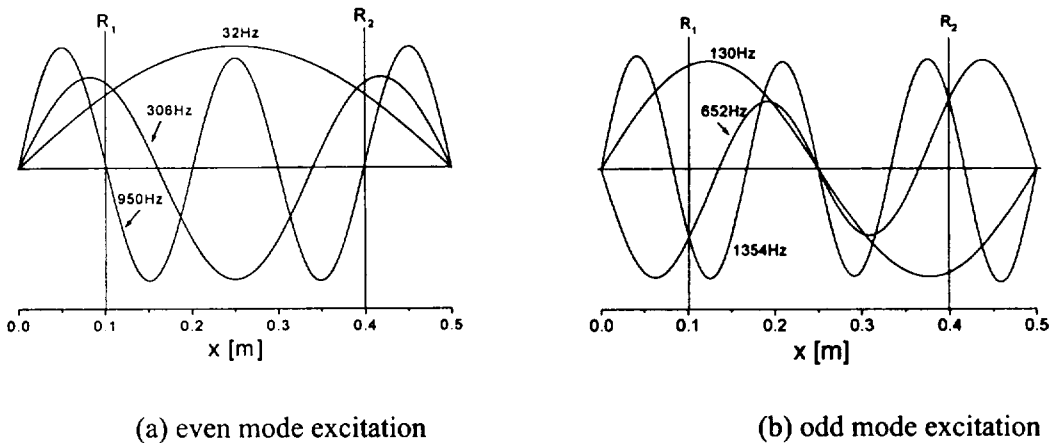


Fig. 10 : Deflection shapes of receiver beam depending on excitation types

직선력 측정법과 선속도 측정법에서 발생하는 오차 현상을 좀 더 자세히 살펴본 결과, 두 가지 근사화 기법 모두가 일관되게 과소 추정(Underestimation)한다거나 또는 과대 추정(Overestimation)하는 등의 특성을 보이지는 않았고, 왜곡 특성이 가진력의 형태와만 연관되는 것도 아님을 살펴볼 수 있었다. 따라서, 주요 피크들에서의 왜곡 현상이 모형계 부분 시스템 특성과 어떻게 연관되는지를 살펴보기 위하여 각 주요 주파수에서의 수신부 변형 형상을 살펴보았는데 그 결과는 Fig. 10에 보인 바와 같다.

수진부 변형 형상은 가진력 형태에 따라 수진부 중심을 기준으로 면 대칭 또는 점 대칭임을 볼 수 있고, 수진부 연결점  $R_1$ 과  $R_2$ 는 주파수에 따라 변형 형상의 절점, 반절점 또는 절점과 반절점 사이에 위치하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 9(a)의 32 Hz와 Fig. 9(b)의 652, 1354 Hz에서 직선력 측정법은 미미한 과소 추정 결과를 보이고 있고 선속도 측정법은 심각한 과대 추정 결과를 보이고 있는데, 이 주파수에서의 수진부 변형 형상을 살펴보면, 각각 Fig. 10(a) 및 (b)에 보인 바와 같이 연결점들이 해당 변형 형상의 절점과 반절점 사이에 위치하고 있음을 알 수 있다. 이로부터 유도할 수 있는 사실 하나는 선속도 측정에 의한 근사화는 진동 파워 전달점이 절점과 반절점 사이에 위치하여 회전 변형 성분이 큰 주파수에서는 직선력 측정에 의한 근사화에 비하여 오차를 크게 만든다는 것이다.

Fig. 9(a)의 306 Hz와 Fig. 9(b)의 130 Hz부근에서는 직선력 측정법이나 선속도 측정법 모두가 과대 추정 결과를 보이고 있는데, 각각 Fig. 10(a) 및 (b)에서 볼 수 있듯이 이들 주파수에서의 변형 형상에서는 수진부 연결점들이 반절점에 가까이 위치하고 있어 회전 변형에 의한 진동파워가 미미할 것으로 판단되므로, 이 오차가 병진 운동과 회전 운동의 연성에 의한 진동파워 성분  $P_{C1}+P_{C2}$ 를 무시한데서 나타난 결과로 믿어진다. 다시 말하면, 이들 주파수 주위에서는 병진-회전 성분 연성에 의한 진동파워가 음의 값을 가지며 그 크기가 회전 변형에 의한 진동파워 성분  $P_M$ 보다 크기 때문에 생기는 결과인 것으로 간주할 수 있다.

Fig. 9(a)의 950 Hz에서는 진동파워가 심각하게 과소 추정되고 있는 것을 볼 수 있는데, Fig. 10(a)에 보인 바와 같이 이 주파수에서의 변형형상에서는 수진부 연결점들이 절점에 가까이 위치하고 있어 회전 성분 진동파워가 큰 기여를 함에도 불구하고 이를 무시하였기 때문으로 판단된다.

앞서 언급했듯이, 병진성분, 회전성분 및 병진-회전 연성성분 등 모든 성분을 포함하는 이론식에 의한 결과에서는 피크가 나타나지 않음에도 불구하고 직선력 측정법을 이용할 경우 왜곡된 피크를 보이고 있는 주파수 (Fig. 9(a)의 37, 332 Hz, Fig. 9(b)의 148, 590, 1328 Hz 등)는 수진부 부분구조물 공진 주파수와 일치하고 있다. 그 이유는 식(13a)에서 볼 수 있듯이 병진 성분 진동파워  $P_f$ 는 수진부 모빌리티에서 위에서 언급한 주파수에서 공진점을 가지고 있어 피크를 갖게 되지만, 회전 성분 및 병진-회전 연성 성분 진동파워를 중첩하여 전체 진동파워를 계산하게 되면, 부분 구조물 공진 주파수에서의 피크들은 상쇄되어 사라지기 때문이다. 선속도 측정법을 이용할 경우 나타나는 Fig. 9(a)의 232, 1256, 1441 Hz, Fig. 9(b)의 1441 Hz에서의 왜곡된 피크들은 위와 유사한 상황으로서 수진부의 반공진 주파수에 해당한다.

### 3.2.2 직선력 및 선속도 동시 측정법에 의한 전달 파워 추정

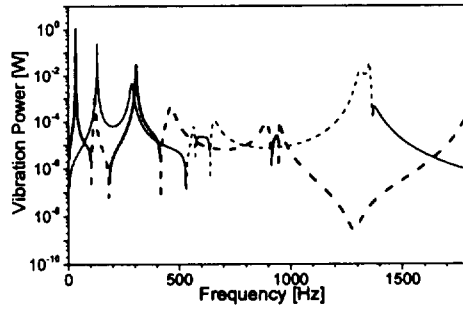


Fig. 11 Spectrum of vibration power approximated by force-velocity approach for even mode excitation (positive : ——(thick) , negative : ---) and odd mode excitations (positive : —— (thin), negative : - - -)

Fig. 11은 가진부의 질량 중심에 직선력 가진(even mode excitation) 혹은 회전력 가진(odd mode excitation)이 작용할 때, 직선력 및 선속도 동시 측정법에 의해 얻어지는 진동파워인데, 주파수 구간에 따라 음의 파워가 생성된 것을 볼 수 있다. 이는 파워가 수신부로 흘러 들어가는 것이 아니라 파워가 수신부로부터 흘러 나온다는 것을 의미하는 것으로서 물리적으로 불가능한 현상이다. 즉, 식(16c)를 (16a)와 비교해 보면, 직선력 및 선속도 동시 측정법에 의한 진동파워  $P_{RI}$ 는 직선력 측정법에 의한 진동파워  $P_{RIII}$ 외에 병진-회전 연성 성분의 일부  $P_{CI}$ 가 추가되면서 진동파워 추정에 있어서 방향까지도 왜곡시킬 수 있음을 알 수 있다. 그러나 음의 파워가 발생하는 주파수 구간이 계의 동특성뿐만 아니라 가진력의 형태에 의해서도 영향을 받기 때문에, 아직 기술적으로 음의 파워 생성에 대한 정량적 설명까지 가능한 상태는 아니다.

### 3.2.3 음의 파워에 대한 기타 원인

3.1절에서 컴프레서 마운트 계의 진동 절연 효율을 다루는 과정에서 관측되었던 음의 진동 파워에 대한 원인은 3.2절의 연구 결과만으로는 설명될 수 없다. 왜냐하면, 3.1절 연구에서 진동 파워를 추정하기 위하여 사용한 방법은 선속도 측정법으로서 3.2절 연구에 의하면 이 방법도 이론적으로는 직선력 측정법과 마찬가지로 과소 혹은 과대 추정의 오차는 유발할 수 있지만 파워 흐름의 방향까지 왜곡시키지는 않기 때문이다. 따라서 음의 파워 생성 오차에 대한 원인은 이론적 측면보다는 계측 혹은 측정신호 처리에서 찾을 수 있을 것으로 기대된다. 이와 관련된 연구로는 선정욱<sup>(9)</sup>, Lee & Kim<sup>(10)</sup>을 들 수 있는데, 이들에 의하면 수신부 모빌리티 측정시 가진점과 진동측정점이, 특히 충격 가진의 경우 임피던스 헤드를 사용하기 어려우므로, 완벽하게 일치하지 못함으로써 유발되고 있다. 즉, 점 모빌리티의 실수부가 이상적으로는 음일 수 없으나 실제로는 계측상의 부정확성으로 인하여 주파수에 따라 아

주 작은 음의 값을 가질 수 있는데, 선속도 측정에 의한 진동 파워 추정법에서는 연결점에서의 임피던스 행렬을 이들 모빌리티 행렬의 역을 취함으로써 얻게 되기 때문에, 이 역을 취하는 단계에서 오차가 증폭될 수 있다.

#### 4. 추가적 연구 토픽

본 절에서는 다차원적 진동/소음 절연계를 대상으로 파워 절연효율을 평가하거나 절연 요소를 설계개선하기 위하여 추가적으로 다루어야 할 연구과제 몇 가지를 짚어보고자 한다.

3 절에서 설명하였듯이 가진부와 기초부의 연결점에서의 임피던스 특성을 회전 성분들을 포함하여 정확히 측정하는 것은 매우 어렵다. 회전변형 측정을 위한 센서는 현재 상업화 되어 있으나<sup>(8)</sup>, 회전 가진은 아직도 어려운 문제라 할 수 있다. 이와 관련하여 몇 가지 연구들이 수행된 바 있으나<sup>(11, 12)</sup>, 대상 구조물의 연결부에 구조적 보조 장치 없이 즉, 대상 구조물의 동특성을 전혀 변경시키지 않는 조건하에 회전 가진을 공급하는 기술은 아직 상업화 되지 못하고 있다.

다른 문제 하나는, 대부분의 진동 절연 요소들이 동적 물성치가 복소 탄성 계수로 표현되는 점탄성 재료로 제작되어 일정한 정하중 하에서 사용되는데, 이들의 임피던스를 정확히 계산 할 수 있는 믿을 만한 방법이 아직 없다는 것이다. 즉, 정적 하중에 대한 비 선형적 해석과 동적 하중에 대한 복소 탄성 선형해석이 연계적으로 이루어져야 하는데, 아직 상용화된 소프트웨어로서 이 기능을 갖춘 것이 있는지 여부는 잘 알려지지 않고 있다. 또한 이러한 해석을 성공적으로 수행하기 위해서는 점탄성 재료의 물성치에 대한 효과적 규명이 필수적인데, 비선형 정적 해석용 물성치들은 정적 실험을 통하여 비교적 쉽게 얻을 수 있지만, 동적 물성치인 복소 탄성 계수는 주파수 뿐만 아니라 정하중의 함수로 주어지기 때문에 (예: Fig. 12), 이러한 시험 결과에 대한 자료 축적과 함께 보다 적은 양의 시험 결과를 이용해서 보다 많은 조건 하에서의 특성을 예측하는 기법이 필요하다<sup>(13)</sup>.

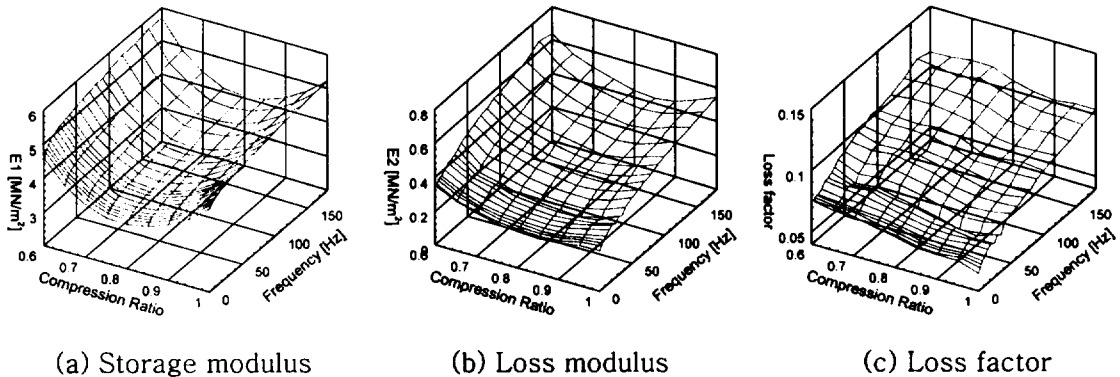


Fig. 12 Variation of complex modulus with frequency and compressive pre-strain

또 다른 문제 하나는 Fig. 13에서 보인 실외기 컴프레서의 기초부 장착 상태에서 볼 수 있듯이, 흔히 가진부가 기초부로 연결되는 경로는 고무 마운트 등 진동 절연 요소뿐만 아니라 배관 등 다른 장치도 있다는 점이다. 즉, 단순한 절연 요소 연결 부가 아닌 유체가 흐르는 배관계 등을 통해서도 진동 파워는 기초부로 공급되게 되므로, 이들을 실험적으로 측정하거나 예측하는 기법들도 연구되어야 한다<sup>(14)</sup>.

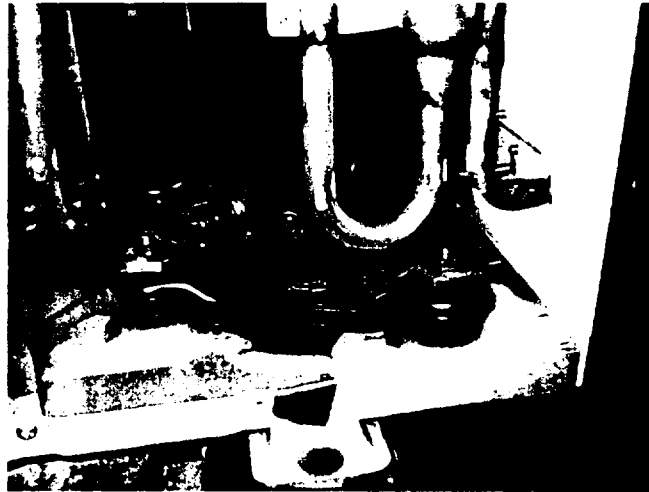


Fig. 13 Photograph of compressor mounting system

## 5. 결 론

대학 학사 과정 교재 수준에서 다루어지는 진동 절연 개념의 현실적 응용 한계성을 지적하고 이를 극복할 수 있는 개념인 다차원 진동 절연계의 성능을 진동 파워 관점에서 논하는 이론을 소개하였다. 컴프레서 마운트 계를 대상으로 제안된 방법을 근사적으로 적용해 봄으로써 방법론의 응용 가능성을 보임과 동시에 진동 파워 근사화 추정 시 관측된 음의 진동 파워 생성 원인에 대한 추가적 연구 결과들을 또한 소개하였다. 그리고 이 방법과 관련하여 연구를 지속적으로 해야 될 것으로 보이는 몇 가지 토픽을 제시하였다.

## 참고문헌

- 1) White, R.G., and Walker, J.G., 1982, Noise and Vibration, Ellis Horwood limited.
- 2) Goyder, H.G.D., and White, R.G., 1980, "Vibrational Power Flow Machines into Built Up Structures, Part III: Power Flow Through Isolation Systems," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 68, No. 1, 97-117.
- 3) Swanson, D.A., Miller, L.R., and Norris, M.A., 1994, "Multi-dimensional Mount

- Effectiveness for Vibration Isolation,” *Journal of Aircraft, AIAA*, Vol. 31, No. 1, 188-196.
- 4) Jacobsen, F., and Ohlrich, M., 1986, “Vibrational Power Transmission from Multi-point Mounted Machinery to Supporting Structure,” *The Acoustics Laboratory, Technical University of Denmark*, Report No. 35.
  - 5) 이영빈, 최규상, 김광준, 1998, “탄성가진부 및 기초부를 갖는 다점 지지 마운트 계의 진동 파워 절연 기법,” *대한기계학회 춘계학술대회 논문집*, 432-437.
  - 6) Harris, C.M., and Crede, C.E., 1998, *Shock and Vibration Handbook*, McGraw-Hill, 3<sup>rd</sup> Ed.
  - 7) Kim, K.-J., Lee, H.-J., and Choe, G.-S., 1999, “Effects of Isolator Mass and Moment Transmission in Multi-Dimensional Vibration Isolation for Source and Receiver of Finite Impedance,” *Proceedings of the 6<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration*, 2485-2492.
  - 8) 이호정, 김광준, 1999, “다차원 진동절연계 파워 전달 해석시 발생하는 음의 파워 현상에 관한 연구,” ‘99 동역학 및 제어부분-생산 및 설계부분 공동 학술대회 논문집, 301-306.
  - 9) 선정욱, 1999, “효과적인 구조물 동특성 변경에 의한 진동 파워 전달 저감에 관한 연구”, 한국과학기술원 기계공학과 석사 논문.
  - 10) 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, 127-134.
  - 11) Sanderson, M.A., 1995, “Direct measurement of Moment Mobility, Part II: An Experimental Study,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 179, No. 4, 685-696.
  - 12) Gibbs, B.M., and Moorhouse, A.T., 1999, “Case Studies of Machine Bases as Structure-Borne Sound Sources in Buildings,” *International Journal of Acoustics and Vibration*, Vol. 4, No. 3, 125-133
  - 13) Lee, J.-H., and Kim, K.-J., 2000, “Characterization of Complex Modulus of Viscoelastic Materials Subject to Static Compression,” submitted to *Mechanics of Time Dependent Materials*.
  - 14) White, R.G., 1999, “Vibration Testing, Power Transmission Measurement and Control in Structure,” *Proceedings of International Congress on Sound and Vibration*, 2137-2148