

회전 변형 파워항을 고려한 진동 절연계 해석 : 컴프레서 마운트 계에의 응용

이호정* · 김광준* · 이병찬** · 진심원*** · 정인화***

Vibrational Power Analysis of Multi-dimensional Vibration System with Rotational Terms Included and Its Application to Compressor System

Ho-Jung Lee, Kwang-Joon Kim, Byung-Chan Lee, Sim-Won Jin and In-Wha Jung

Key Words : Vibration Power(진동 파워), Moment Transmission(모멘트 전달), Compressor System(마운트 계)

Abstract

In a practical vibration isolation system, vibration is transmitted from the source to the receiver through several paths such as more than one inter-connected point and multi-degree of freedom at each connection point. Therefore, the major path investigation for vibration transmission among them is often required in a point of view of isolation. For the path analysis of multi-dimensional vibration isolation system, it is useful to employ the concept of vibration power in high frequency range where radiation of noise from the receiver structure is concerned. The idea is simple to understand and formulate but rather complicated to apply in practice. For an accurate estimation of power flow especially over a high frequency range, it is well known in theory that rotational motions should be taken into consideration together with translational motions at inter-connected points. In reality, however, power transmissions related to rotational terms are often neglected mainly due to difficulties in the instrumentation. In this paper, necessary formula and measurable mechanical quantities for vibration power analysis will be reviewed and experimental results with rotational terms included for compressor system in a commercial air conditioner will be shown.

1. 서 론

운전중인 기계에서 발생하는 힘이나 변위의 변화는 그 기계가 설치되어 있는 기초구조물에 힘 또는 변위의 형태로 그 진동이 전달되며, 이러한 기계구조물과 기초구조물 사이에 방진고무와 같은 절연요소를 설치하여 그 전달력을 줄이려 하는 노력이 진행되어 왔다. 이러한 절연계 해석시, 기초구조물로 전달된 진동이 야기시키는 기초구조물의 음향학적 소음방사에 관심을 두기 시작했으며, 이러한 이유로 단순히 기초구조물로 전달되는 힘이

나 속도보다는 파워의 관점에서 이러한 계를 해석하려는 노력이 지금까지 많은 연구원들에 의해 이루어져 왔다[1].

1980년대 이후 각 부분시스템의 연결점에서 지배적이라 사료되는 한 방향만의 운동만 고려하는 것을 벗어나 여러 방향으로의 파워 전달에 관한 연구가 진행되었으며[2, 3], 각 연결점들 사이에서 발생하는 파워 상쇄 효과에 대한 연구도 진행되었다[4, 5]. 특히, 전달 파워 추정 방법에 따라 달라지는 모멘트 관련항들의 영향에 대한 연구들이 진행되기도 하였다[6]. 이러한 다차원 진동절연계 해석은 과거 실험적 제약으로 인하여 이론적 접근에만 머물렀던 것이 현재 측정기술의 발달로 많은 실험적 검증 노력이 이루어지고 있다.

가진부와 기초부가 다 지점에서 연결되어 있을

* 한국과학기술원 기계공학과

** 해천대학 환경관리과

*** LG 전자 디지털 어플라이언스 연구소 냉열응용그룹

경우, 각 연결점들 중 진동 전달이 가장 지배적으로 일어나는 경로의 선정은 진동 절연에 효과적이고 경제적이 될 수 있다. 이러한 진동 전달의 경로별 해석시 비교 물리량으로서 진동 파워를 효과적으로 사용할 수 있으며, 이는 각 경로별 전달 파워를 기초부로 전달되는 전체 파워의 백분율로 용이하게 표현할 수 있기 때문이다.

본 논문에서는 다 지점에서 연결되어 있는 진동 절연계에서 경로별 파워의 수식들을 측정 물리량에 따라 정리하였다. 그리고, 에어컨 실외기 컴프레서 계를 대상으로, 컴프레서에서 실외기 케이스로의 세 가지 진동 전달 경로별 전달 파워 기여도를 회전 변형을 고려하여 살펴보았다. 추가적으로 각 연결점에서 회전 변형을 고려하지 않았을 때 발생하는 오차도 실험을 통해 살펴보았다.

2. 다차원 진동 절연계

2.1 진동 파워의 정의

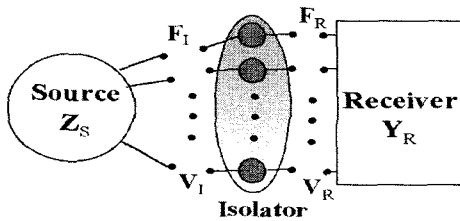


Fig. 1 Schematic representation of multi-dimensional vibration isolation system

일반적인 다차원 진동 절연계는 Fig. 1 에 도식적으로 보인 바와 같이 가진부, 진동 절연부, 수신부(기초부)로 구분하여 모형화할 수 있다. 여기서 가진부에서 절연부를 통해서, 또는 절연부가 설치되어 있지 않을 경우 직접, 수신부로 전달되는 각 주파수별 유효 진동 파워(P)는 다음 식(1-a, b)와 같이 수신부 연결점에서의 힘(속도) 벡터의 공액 전치와 속도(힘) 벡터 곱 실수부의 1/2 로 정의된다.

$$P(\omega) = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \mathbf{F}_R^H(\omega) \mathbf{V}_R(\omega) \right\} \quad (1-a)$$

$$= \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \mathbf{V}_R^H(\omega) \mathbf{F}_R(\omega) \right\} \quad (1-b)$$

식 (1-a, b)는 수신부 모빌리티(\mathbf{Y}_R) 또는 임피던스 행렬(\mathbf{Z}_R)을 이용하여 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$P(\omega) = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \mathbf{F}_R^H(\omega) \mathbf{Y}_R(\omega) \mathbf{F}_R(\omega) \right\} \quad (2-a)$$

$$= \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \mathbf{F}_R^H(\omega) \mathbf{Y}_R^H(\omega) \mathbf{F}_R(\omega) \right\} \quad (2-b)$$

$$= \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \mathbf{V}_R^H(\omega) \mathbf{Z}_R^H(\omega) \mathbf{V}_R(\omega) \right\} \quad (2-c)$$

$$= \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \mathbf{V}_R^H(\omega) \mathbf{Z}_R(\omega) \mathbf{V}_R(\omega) \right\} \quad (2-d)$$

여기서 위첨자 ^H는 행 벡터의 공액 전치를 나타낸다. 그리고 가진부와 수신부가 n 개의 지점에서 연결되어 있고, 각 연결점에서 6 자유도를 고려한다면, 힘과 속도는 $6n \times 1$ 벡터로 나타나게 되고, 수신부의 모빌리티, 임피던스는 $6n \times 6n$ 행렬로 나타나게 된다.

2.2 경로별 진동 파워의 수식적 표현

가진부와 수신부가 n 개의 지점에서 연결되어 있으며, 각 연결점에서 6 자유도를 고려할 경우, 총 $6n$ 개의 경로를 통해 파워는 수신부로 전달된다. 이러한 $6n$ 개의 경로를 통해 수신부로 전달되는 총 파워량은 다음 식과 같이 각 경로에서의 파워의 합으로 정의된다.

$$P(\omega) = \sum_{i=1}^{6n} P_i(\omega) = \sum_{i=1}^{6n} \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \mathbf{F}_i^*(\omega) \mathbf{V}_i(\omega) \right\} \quad (3)$$

$$= \sum_{i=1}^{6n} \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \mathbf{V}_i^*(\omega) \mathbf{F}_i(\omega) \right\}$$

여기서 위첨자 *는 각 행렬 요소의 공액 전치를 의미한다. 식(2-a, b, c, d)를 이용한 각 경로별 수신부 전달 파워는 각각 다음 식과 같이 정리해서 나타낼 수 있다.

$$P_i(\omega) = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \mathbf{F}_i^* \sum_{j=1}^{6n} \mathbf{Y}_{ij} \mathbf{F}_j \right\} \quad (4-a)$$

$$= \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \left(\sum_{j=1}^{6n} \mathbf{F}_j^* \mathbf{Y}_{ij} \right) \mathbf{F}_i \right\} \quad (4-b)$$

$$= \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \left(\sum_{j=1}^{6n} \mathbf{V}_j^* \mathbf{Z}_{ij} \right) \mathbf{V}_i \right\} \quad (4-c)$$

$$= \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \mathbf{V}_i^* \sum_{j=1}^{6n} \mathbf{Z}_{ij} \mathbf{V}_j \right\} \quad (4-d)$$

3. 컴프레서 계에의 응용

에어컨 실외기 압축기에서 발생한 진동은 여러 경로를 통해서 실외기 케이스로 전달되고, 전달된 진동에 의해 가진된 케이스는 외부로 소음을 방사하게 된다. 먼저 압축기에서 실외기 케이스로의 진동 경로들을 정의하고 각 경로별 전달 파워 기여도를 분석하고자 한다.

압축기에서 발생한 진동은 Fig. 2 에서와 같이 구조적으로 압축기 지지부(Compressor Mounting), 흡입 파이프(Suction Pipe), 토출 파이프(Discharge Pipe)를 통해 실외기 케이스로 전달된다.

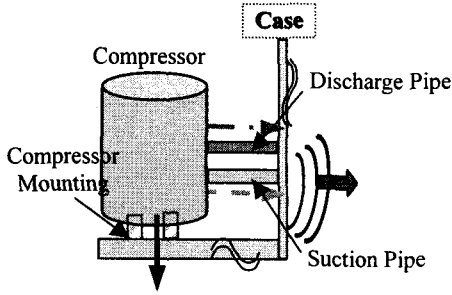


Fig. 2 Vibration power transmission paths in compressor system

3.1 진동 경로별 측정점 선정

본 연구 대상계는 실외기 케이스 구조물을 포함한 컴프레서 계이다. 즉 케이스로 전달되는 파워는 케이스의 동특성과 직접적 관계가 있으므로, 실제 운전시와 같이 케이스가 모두 조립되어 있어야 한다. 따라서, 전달 파워 측정 실험시, 기초부로부터 전달되는 파워 측정은 기초부 외부면에서 수행하였으며, 흡입 파이프와 토출 파이프로부터 실외기 케이스로 전달되는 파워는 각각 케이스 옆면에 부착된 흡입 밸브, 토출 밸브에서 측정하였다.

3.1.1 압축기 지지부

압축기는 세 지점에서 실외기 기초부(Base Pan)와 연결되어 있다. 본 연구에서는 이 세 지점을 통한 전달 파워 경로를 하나로 고려하고 있으나, 실험적으로 전달 파워를 측정하기 위해서는 각 지점들을 구분하는 것이 필요하다. 각 연결점에서 실제 3 축 방향의 병진 운동과 3 축에 대한 회전 운동의 6 자유도 운동이 존재하나, 본 연구에서는 Fig. 3 과 같이 3 자유도만을 고려하였다. 즉 수직 방향의 병진 운동과 베이스 팬 위에서의 2 축에 대한 회전 운동을 고려한 것을 의미한다.

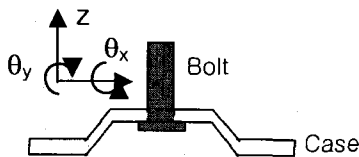


Fig. 3 Degree of freedoms in compressor mounting point for power approximation

3.1.2 흡입/토출 파이프

압축기는 압축기 지지부뿐만 아니라, 흡입 파이프와 토출 파이프를 통해서도 실외기 케이스와 연결되어 있다. Fig. 4 를 통해 파워 전달 경로를 살펴보면 파이프에서 일어난 진동은 먼저 밸브로 전달되고, 밸브의 진동은 서비스 밸브 마운트를 통해서 실외기 케이스로 전달되게 된다. 즉 여기서 두 가지 지점에서 전달되는 파워를 고려할 수 있다. 첫번째는 Fig. 4 에서 ①로 표기한 밸브로부터 서비스 밸브 마운트로 전달되는 파워이며, 두 번째로는 ②로 표기한 서비스 밸브 마운트로부터 케이스로 전달되는 파워이다. 그러나 후자의 경우, 흡입 밸브와 토출 밸브로부터 전달된 파워가 함께 케이스로 전달되게 때문에 그 두 경로를 통해 전달되는 파워의 기여도를 각각 구분하기가 어렵게 된다. 따라서 본 실험에서는 전자에 해당하는 각 흡입 밸브와 토출 밸브에서 서비스 밸브 마운트로 전달되는 파워를 측정하였으며, 한 방향의 병진 운동(x 축)과 두 축에 대한 회전 운동(y 축, z 축)을 고려하였다.

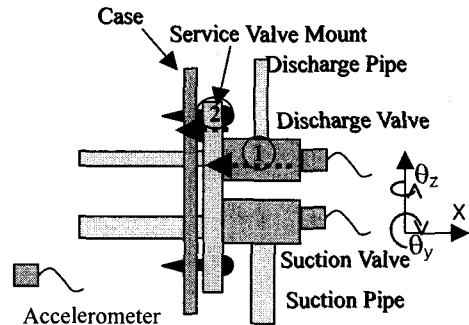


Fig. 4 Vibration power transmission paths through service valve mount

3.2 진동 경로별 진동 파워의 수식적 표현

경로별 전달 파워 계산시 식(1-a) 또는 (1-b)의 관계를 이용할 경우 회전 변형을 고려하기 위해서는 모멘트를 직접 측정해야 하는 문제점이 존재하게 된다. 따라서 운전중 속도(각속도)와 케이스 임피던스를 이용하는 식(2-c)를 이용하였으며, 이 경우 케이스 임피던스 행렬을 얻기 위해 모빌리티 행렬을 구한 후 그 역행렬을 사용하였다.

압축기 지지부를 통해 전달되는 파워의 경우 세 지점에서 전달되는 파워를 고려하였으며, 흡입 파이프, 토출 파이프를 통해 전달되는 파워의 경우도 각각 한 지점을 고려하였다. 따라서 총 5 지점에서 전달되는 파워를 측정하며, 각 지점에서 3

자유도를 고려하기 때문에 식(2-c)에서의 속도 V_R 은 15×1 벡터로서 다음 식과 같이 표현된다.

$$V_R = \begin{bmatrix} V_{1z} & V_{2z} & V_{3z} & V_{sx} & V_{dx} \\ \Omega_{1x} & \Omega_{2x} & \Omega_{3x} & \Omega_{sy} & \Omega_{dy} \\ \Omega_{1y} & \Omega_{2y} & \Omega_{3y} & \Omega_{sz} & \Omega_{dz} \end{bmatrix} \quad (5)$$

여기서 아래첨자 i 는 압축기 지지부 i 번째 지점을 의미하며, s 는 흡입 밸브, d 는 토출 밸브를 의미한다. 그리고 속도(V)에서의 $z(x)$ 는 $z(x)$ 축 병진 방향을 의미하며, 각속도(Ω)에서의 $x(y, z)$ 는 $x(y, z)$ 축 회전 방향을 의미한다.

식(5)의 속도 벡터 각 성분의 아래첨자를 병진 운동 성분과 회전 운동 성분에 따라 간략하게 숫자로 대체 하면 식(2-c)는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$P = \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ \begin{bmatrix} V_1^* \\ \vdots \\ V_5^* \\ \vdots \\ V_6^* \\ \vdots \\ V_{15}^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_{(1,1)}^* & \dots & Z_{(1,15)}^* \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ Z_{(15,1)}^* & \dots & Z_{(15,15)}^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_1 \\ \vdots \\ V_5 \\ \vdots \\ V_6 \\ \vdots \\ V_{15} \end{bmatrix} \right\} \quad (6)$$

여기서 케이스 임피던스 행렬은 15×15 로 나타나며, 실제 실험시 모빌리티 행렬을 얻은 후 역행렬을 취해서 사용하였다.

식(6)에서 속도항들은 실제 압축기 운전시 각 경로에서 측정되는 가속도(각가속도) 신호를 이용하여 얻었으며, 각 측정점에서의 가속도와 각가속도 측정은 각각 PCB 352C66 시리즈와 TAP 센서(Kistler 8832A)를 이용하여 측정하였다.

$Z_{(i, j)}$ 는 압축기를 실외기로부터 탈거한 상태에서 각 지점에서 측정한 모빌리티로부터 그 값을 취득하였다. 모빌리티 측정 실험은 각 연결점에서 소형 가진기(Mini Shaker)를 이용하여 1-1600Hz의 불규칙(Random) 신호로 가진하면서, 가속도와 각가속도를 측정하여 수행하였다. 특히 모멘트 가진에는 I형 모멘트암(Moment arm)을 사용하였으며[7], 각 포인트 모빌리티의 경우 임피던스 헤드(B&K8001)를 사용하여 가진점과 측정점의 불일치로 인해 발생할 수 있는 오차를 최소화 하였다.

3.3 경로별 전달 파워

다차원 진동결연계의 수진부 전달 파워 추정시 지금까지는 실험적 제약으로 인해 회전 변형에 의한 영향을 무시한 채, 병진 방향으로 전달되는 파워만을 주로 측정하였다. 이 때 회전 변형을 무시한다는 것은 식(5)의 속도 벡터에서 회전 변형

과 관련된 항들을 모두 0으로 간주하는 것과 동일한 의미를 지닌다. 따라서 회전 변형을 무시한 속도 벡터는 다음과 같이 표현될 수 있다[6].

$$V_{RT} = [V_{1z} \ V_{2z} \ V_{3z} \ V_{sx} \ V_{dx} \ 0 \ \dots \ 0] \quad (7)$$

식(2-c)와 식(7)을 이용하여 회전 변형을 고려하지 않은 상태에서의 케이스 전달 파워는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_T(\omega) = \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ V_{RT}^*(\omega) Z_R^*(\omega) V_{RT}(\omega) \right\} \quad (8)$$

이 경우 임피던스 행렬 요소중 실제 계산시 병진 운동과 관련된 5×5 부분행렬만이 포함되게 된다.

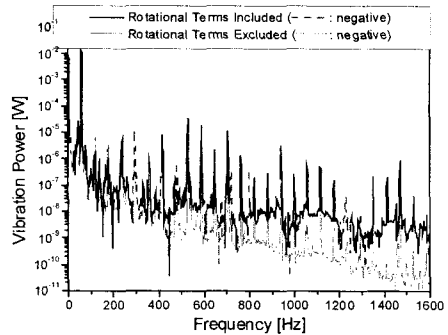


Fig. 5 Total vibration power with rotational terms included/excluded

Fig. 5는 회전 변형 포함 여부에 따른 케이스 전달 전체 파워를 나타낸 것이다. 여기서 굵은 실선은 회전 변형을 모두 고려한 경우의 식(6)을 이용한 것이며, 가는 실선은 회전 변형을 무시한 경우의 식(8)을 이용하여 계산한 값이다. 그리고 굵은 점선과 가는 점선은 각각의 경우 전달 파워가 음으로 계산된 것을 의미한다.

관심 주파수 100-1600Hz 구간에서 회전 변형을 무시할 경우 고주파 영역으로 갈수록 전체 전달 파워가 과소 평가(Underestimation)되고 있음을 볼 수 있다. 이는 Fig. 4에서 케이스에 연결된 파이프의 설치 형상을 고려할 경우, x 축 방향으로의 진동량이 중요할 뿐만 아니라, 파이프의 진동으로 인해 밸브 자체가 모멘트 암 역할을 하여 밸브와 서비스 밸브 마운트 연결점에서 모멘트가 중요하게 작용해서 나타나는 결과로 추정할 수 있다. 따라서 파이프에서 케이스로 전달되는 전달 파워를 고려해야 하는 경우, 회전 변형에 의해 전달되

는 파워를 고려하는 것이 필수적이라 사료된다.

Fig. 5 에서 특이한 사항 하나는 특정 주파수 구간에서 파워가 음의 값으로 산출된다는 것이다. 절연계의 가진부와 수진부를 정확히 모형화하는 경우, 이번 파워 계산시에 사용한 수진부의 연결점들에서의 속도와 수진부 임피던스를 이용할 경우 음의 파워는 발생되지 않는다[6]. 그러나 주어진 컴프레서 계에서는 모형화시 고려하지 못한 여러 가지 다른 경로로 에너지가 전달될 가능성이 존재한다. 그리고, 15 x 15 모빌리티 행렬의 역행렬 과정에서 발생하는 특이치 문제도 그 원인이 될 가능성이 있다. 후자의 경우 특이치 문제가 발생할 가능성이 있는 주파수 구간을 확인하기 위해서 모빌리티 행렬의 조건수(Condition Number)를 Fig. 6 에서 살펴보았다. 여기서 조건수가 피크가 되는 주파수 구간에서 특이치 문제가 발생할 가능성이 크다는 것을 의미한다. Fig. 5 에서 음의 파워가 발생하는 주파수 영역을 Fig. 6 에 화살표를 이용해 나타내어 비교해 본 결과, 480, 800Hz 주파수에서는 행렬의 특이치 문제로 인해 음의 파워 결과가 발생되었을 가능성이 있다고 추정할 수 있는 반면, 그 이외의 주파수 구간에서 발생하는 음의 파워는 행렬의 특이치 문제와는 크게 관련이 없음을 보이고 있다. 따라서 음의 파워는 이를 제외한 다른 실험적 오차, 예로서, 우회적인 에너지 전달 경로를 통한 에너지 유입으로 인해 나타난 결과일 가능성이 크다고 사료된다.

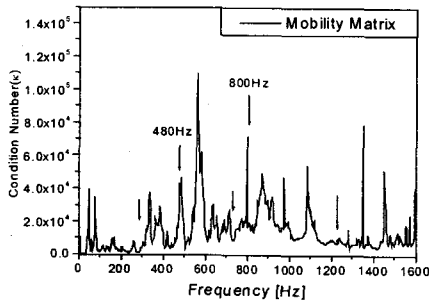


Fig.6 Condition number of receiver mobility matrix

케이스로 전달되는 전체 진동 파워는, 세 가지의 진동 전달 경로(5 개 연결지점)를 통한 전달 파워를 이용해 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$P = P_A + P_B + P_C \quad (9)$$

여기서 P 는 세 경로를 통해 케이스로 전달되는 전체 파워를 의미하며, P_A, P_B, P_C 는 세가지 경로 A,

B, C 를 통해 케이스로 전달되는 각각의 파워를 의미한다. 본 연구 결과는 수탁 과제로 이루어졌기 때문에 각 경로의 정확한 위치는 언급하지 않는다.

Fig. 7 은 각 경로별 전달 파워를 가지적으로 비교하기 위해서 압축기 회전 주파수인 59Hz 의 조화 성분을 중심 주파수로 하는 58Hz 대역폭 단위로 나타낸 것으로서 각 대역폭에서의 진동 파워 수준은 해당 대역폭내의 진동 파워의 단순 합과 같다. 여기서는 경로 B 와 C 에 대한 수치만 나타내었다.

관심 주파수 구간내에서 저주파수 구간을 제외하고는 경로 B 보다 경로 C 를 통해 실외기 케이스로 전달되는 파워가 더 큰 사실을 볼 수 있다.

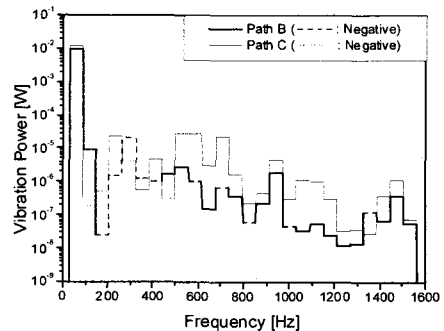


Fig. 7 Vibration power transmission to the case through path B and C

Fig. 7 에서 각 경로별 진동 파워를 구할 때 음의 값이 나오는 것을 볼 수 있으나, 이는 Fig. 5 에서의 나타난 음의 파워와는 다른 원인에 의해 나타나는 현상이다. 예를 들어 550Hz 구간에서 나타나는 현상을 설명하면 다음과 같다. 이 주파수 구간에서는 경로 C 를 통해 케이스로 파워가 지배적으로 전달되고, 케이스로 전달된 파워중 일부는 경로 B 를 통해 압축기로 다시 전달된다고 분석할 수 있다. 즉, 가진부와 수진부가 다지점에서 연결되어 있기 때문에 경로 전체에서의 진동 파워는 당연히 양이어야 하지만, 한 경로만의 진동 파워는 물리적으로도 충분히 음으로 나타날 수 있는 현상이기 때문이다.

Fig. 8 은 전체 파워에 대한 각 경로별 전달 파워를 백분율로 나타낸 것이며, 이는 전체 파워에 대한 각 경로별 전달 파워의 상대 효과를 잘 보여주고 있다. Fig. 8 에서 각 주파수 대역폭별 전체 파워는 100%로 나타내었는데, 어느 경로든지 100%이상의 파워를 전달하는 파워가 존재한다는

것은 다른 경로의 파워 흐름으로 인해 파워 상쇄 효과가 발생하고 있다는 것을 의미한다.

참고문헌

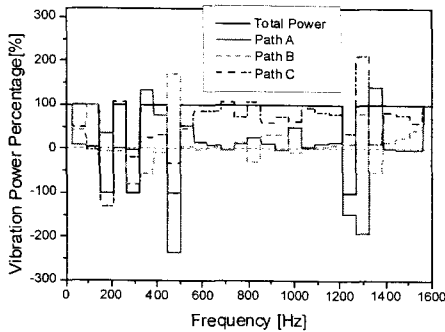


Fig. 8 Percentage of vibration power along each path to total vibration power

Fig. 7 과 8 을 통해 각 주파수 구간별로 진동 전달 주요 경로를 분석할 수 있으리라 사료된다.

4. 결론

가진부와 기초부가 다 지점에서 연결되어 있는 절연계의 진동 전달의 경로별 기여도 해석시, 진동 파워의 유용성에 대해 언급하였다. 이를 위하여, 경로별 전달 파워에 대한 수식들을 살펴보았으며, 측정 물리량에 따른 사용 가능한 수식들을 유도하였으며, 이를 에어컨 실외기의 컴프레서 계에 실제 적용하였다.

먼저 압축기에서의 실외기 케이스로 전달 파워 해석시 회전 변형을 무시할 경우 고주파 구간에서 주파수 구간에 따라 잘못된 분석을 할 수 있음을 확인할 수 있었다. 컴프레서 계에서 발생하는 진동의 실외기 구조물로의 전달 경로는 크게 압축기 지지부(Compressor Mounting), 흡입 파이프(Suction Pipe), 토출 파이프(Discharge Pipe)로 구분하였으며, 각 경로별 전달 파워를 주파수 구간에 따라 살펴보았다. 그리고, 전체 경로를 통해서 압축기에서 실외기 구조물로 전달되는 전체 파워를 구한 후, 경로별로 파워를 나누어 그 기여도를 살펴보았다. 이를 이용해 관심 주파수 구간별 진동 전달 주요 경로를 선정하여 실외기 진동/소음 저감 기초자료로 사용할 수 있으리라 사료된다.

- (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) 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.
- (3) 김재철, 주진수, 1998, "진동원으로부터 지지구조물에 전달되는 진동 파워의 추정-수평방향으로 전달되는 진동파워의 추정-" *한국소음진동공학회지*. 제 8 권, 제 6 호, pp. 1137~1143.
- (4) Koh, Y. K. and White, R. G., 1996, "Analysis and Control of Vibrational Power Transmission to Machinery Supporting Structures Subjected to a Multi-Excitation System, Part II: Vibrational Power Analysis and Control Schemes," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 196, No. 4, pp. 495~508.
- (5) Swanson, M. A., 1996, "Vibration Isolation: Moments and Rotational Included," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 198, No. 2, pp 171~191.
- (6) 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.
- (7) Sanderson, M. A., 1995, "Direct measurement of Moment Mobility, Part II: An Experimental Study," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 179, No. 4, pp 685~696.