공장건물의 진동제어

노 병 철
(상지대학교 토목공학과)

1. 머 리 말

인류가 진동에 관심을 갖기 시작한 것은 악기의 등장에서 비롯되었으며, Galileo[1]가 단진자 운동에서 진자의 길이와 주기사이의 관계를 최초로 설명함으로서 진동에 관한 학문적 연구가 시작되었다고 볼 수 있다. 이후 진동에 대한 연구는 재료과학에서부터 우주항공구조의 기계적 해석에 이르기까지 많은 영향을 주고 있다.

생활속에서 흔히 겪을 수 있는 진동현상은 크게 주기적인 운동, 랜덤진동 및 과도진동 등으로 구분할 수 있다. 이러한 진동은 진동의 크기에 따라 건물 또는 구조부재의 안전도에 영향을 미치거나, 생산성을 저하시키거나 또는 생활환경에 장애를 일으킬 수 있다. 이러한 진동에 대한 진동제어 개념은 동일하나, 허용진동기준에 따라 적절한 진동제어 기법 및 규모를 결정하여야 한다.

그러므로 본 글에서는 공장건물을 중심으로 여러종류의 장비 및 설비에 의한 진동의 형태와 이에 따른 진동제어방법에 대하여 저자의 경험과 문헌고찰을, 주로 Vibration in Structures,[4] 통하여 간략하게 소개하고자 한다.

2. 생산장비 및 설비에 의한 동적하중

생산장비의 목적, 유지관리상태 및 상세설계에 따라 기계는 구조부재에 동하중을 가하게 되며, 이로 인한 하중의 형태는 기계가 회전운동을 하는지, 왕복운동을 하는지 또는 충격을 가하는지에 따라 달라지나 대부분은 주기적인 하중의 형태이며, 간혹 조화하중의 형태가 된다.

2.1 회전운동에 의한 동적하중

송풍기, 환기장치, 원심분리기, 진동기, 세척기, 선반, 펌프, 윤전기, 터어빈 또는 발전기 등과 같은 장비 및 설비는 회전부 질량의 불평형, 축정렬 불량, 베어링 및 기계 사용에 다른 헐거움의 발생 또는 전기역학적인 요인에 의하여 식 (1)과 같은 원심력과 이와 같은 회전운동에 의한 진동이 발생된다.

$$F_\omega = m' e \frac{4\pi^2}{3600} n_b^2 = m' e \omega^2 \qquad (1)$$

여기서, F_ω = 원심력
m' = 불평형질량
e = 불평형질량의 편심량
n_b = 분당 회전수(rpm)
ω = 회전 각속도

2.2 왕복운동에 의한 동적하중

직조기, 엔진, 콤푸레서, 왕복운동을 하는 펌프, 인쇄기, 틀톱, 파쇄기, 체분석기, 기타 장비 등은 피스톤 운동에 의하여 운동방향으로의 왕복운동 및 회전방향으로의 힘을 발생시키며, 일반적으로 몇 개의 조화하중의 합으로 나타내어진다.

2.3 충격에 의한 동적하중

성형프레스, 전단기계 또는 파워햄머, 단조햄머 등과 같이 충격을 발생하는 기계들은 간헐적이며, 규모가 큰 진동을 일으키게 된다. 특히 파워햄머, 단조햄머 등은 성형프레스, 전단기계와 달리 충격하중이외에 왕복운동에 의한 하중을 동시에 받게 되며, 충격이

가해지지 않는 동안 왕복운동에 의한 진동이 완전히 소멸되지 않는 경우가 대부분이다.

이러한 충격하중은 대부분 과도하중의 성격을 나타내며, 기계의 종류 및 충격위상(impact phase)에 따라 여러 가지 형태의 충격을 가하게 된다.

3. 생산장비 및 설비의 진동효과

생산장비 및 설비에 의한 진동은 첫째, 건물에 균열, 연결부 이완, 지속적인 반복하중에 의한 구조부재의 피로누적 및 이에 따른 붕괴, 또는 하중저항능력의 감소 등을 유발시킬 수 있으며, 둘째, 바닥 또는 천장의 진동이나 소음 등에 의한 작업자의 능률감소, 근무조건악화 또는 불안감을 조성할 수 있으며, 셋째 생산장비 자체의 변형, 피로누적 등과 장비의 효율을 저하시키기도 한다.

이러한 진동효과는 기계의 진동이 회전운동에 의한 것인지, 왕복운동에 의한 것인지 또는 충격하중에 의한 것인지에 따라 구분되는 것은 아니며, 진동의 크기와 진동수에 따라 달라진다.

한편, 기계에 의한 진동은 구조부재를 통하여 고체음(structure borne waves)과 같은 간접소음을 발생시키며, 공기중으로는 직접소음(air borne waves)을 발생시킨다. 고체음이란 진동이 건물내부의 기둥, 벽, 기초 또는 배관을 통하여 전달되다가 천장면이나 벽면을 통하여 간접적인 음으로 발산되는 경우로서 그림 1에 나타낸 바와 같이 진동속도와 진동수에 따라 사람이 느낄 수 있게 된다. 고체음과 같은 간접음은 대부분 소음원이 정확하지 않으므로 일반적으로 불쾌한 느낌을 주게 된다.

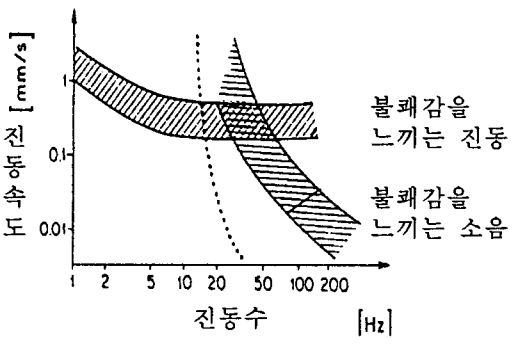

그림 1 구조진동과 고체음 영역[2]

한편, 소음의 주요 인자중의 하나는 주파수 성분이다. 가청주파수의 범위는 20 Hz 이상이며, 그림 1에 나타낸 바와 같이 청취가능성은 주파수가 높아질수록 높아지며, 50 Hz 이상에서는 고체음이 발생되어 간접적인 피해를 주게 된다. 더욱이 이러한 진동은 크기는 작지만 구조부재를 통과하면서 부재에 손상을 줄 수 있으며, 음향적으로 피로를 야기할 수 있다.

4. 허용진동기준

진동을 고려한 건물 설계시에는 가속도, 속도 또는 변위와 같은 진동값에 따라 건물의 목적에 적합한가를 검토하여야 하며, 이와 같은 적합성 여부를 판단할 수 있는 허용진동기준이 마련되어야 한다. 허용진동기준은

(1) 구조부재에 과도한 응력이 발생되지 않는 범위

(2) 사람에게 생리적 영향을 미치지 않는 범위

(3) 장비의 생산수율을 저감시키지 않는 범위 등으로 구분하여 설정할 수 있다.

한편, 이러한 허용진동기준의 설정은 매우 민감하고 쉽지 않은 문제이며, 이로 인하여 각국에는 나름대로의 허용진동기준이 상이하게 설정되어 있는 것이 현실이다. 국내에서는 한국고속철도건설공단에서 고속전철을 계획 시공하면서 "고속철도 환경소음 기준 및 진동기준에 대한 연구"[3]에서 각종 진동기준을 제시한 바 있으며, 정부에서 주거지에 따른 허용진동기준을 제시하고 있다.

구조적인 측면에서의 허용진동기준에는 DIN 4150 Part 3, Standard SN 64032, KDT 046/72, ISO/DIS 4866 등이 있으며, 심리적인 측면에서의 허용진동기준에는 DIN 4150 Part 2, Standard ISO 2631, VDI 2057, BRE Digest 278, BS 5400 Part 2, BS 6472, NBC Canada Commentary A, Regulation SBA 123 등이 있고, 장비수율 측면에서의 허용진동기준에는 장비 생산회사에서 제시한 허용진동기준, ISO 2372, ISO 2373, VDI 2056, VDI 2063, ISA-Transactions 등

표 1 일반적인 허용진동기준

구조물 종류	허용수준
보행을 위한 구조물	a ≤0.05~0.1 g
사무실 건물	a ≤ 0.02 g
체육관	a ≤0.05~0.1 g
무도장 또는 공연장	a ≤0.05~0.1 g
공장바닥	v ≤ ~10 mm/s

을 참조할 수 있다. 상기한 바와 같이 진동에 대한 허용기준은 다양하므로 Hugo Bachmann[4]은 무리는 있으나 통합된 일반적인 진동기준을 표 1과 같이 제시하였다.

5. 생산장비 및 설비진동에 대한 대책

진동제어 대책은 진동원으로부터 진동이 외부로 전달되지 않도록 하는 방진개념과 진동전달매체에 대한 진동절연개념 및 진동을 받는 부위에 대한 제진개념에 의하여 종합적으로 수립되어야 한다[4~6]. 장비 및 설비 진동중 회전이나 왕복운동에 의하여 발생하는 진동은 원인 및 효과측면에서 대동소이하며, 따라서 이에 대한 대책도 유사하다. 그러나 간헐적으로 발생되는 충격진동의 경우에는 회전이나 왕복운동과는 근본적으로 다른 진동대책이 필요하다. 선행되어야 할 진동대책은 가진원에서 발생되는 가진력의 크기를 최소화하는 것이며, 가장 중요한 진동대책의 수립은 가진(加振)진동수와 구조물의 진동수를 달리하는 것이다.

5.1 회전이나 왕복운동에 대한 진동대책

대부분의 경우 구조물의 고유진동수를 가진 진동수와 일치하지 않도록, 또한 하중-시간함수가 높은 진동수에서 조화되지 않도록 설계하는 것이 바람직하며, 정형적이지는 않으나, 가진진동수에 따라 다음과 같은 3가지 범주의 기계로 대별하여 이에 대한 진동대책을 수립할 수 있다.

(1) 가진진동수 1~600 rpm인 기계로 왕복펌프 및 컴푸레샤, 직조기, 윤전기 등이 있으며, 일반적으로 1 Hz 이하의 진동수를 갖는 장비는 동적하중이 크지 않다.

(2) 가진진동수 300~900 rpm인 기계로 대형디젤엔진, 송풍기, 직조기 등이 있다.

(3) 가진진동수 1000 rpm 이상인 기계로 터빈, 소형디젤엔진, 원심분리기 및 진동기 등이 있다.

진동수 조정

왕복 또는 회전운동을 주로하는 장비의 경우 계의 고유진동수를 장비의 가진진동수보다 낮추거나(low tunning) 반대로 계의 고유진동수를 장비의 가진진동수보다 높힘(high tunning)으로써 진동을 제어할 수 있다.

왕복 또는 회전운동을 하는 장비에 의한 하중은 스프링력과 감쇠력의 조합으로 나타낼 수 있으며, quadratic excitation의 경우 식 (1)과 같이, constant load excitation의 경우 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$R_{\max} = m' e\omega^2 V_k \sqrt{1+(2\xi\omega/\omega_1)^2} \qquad (1)$$

$$R_{\max} = F_0 V_k \sqrt{1+(2\xi\omega/\omega_1)^2} \qquad (2)$$

여기에서 V_k는 동적증폭계수이며 ω/ω_1는 진동수비이다. 장비에서 발생하는 최대하중에 대한 최대반력의 비를 전달률이라하면, 전달률 V_R은 식 (3)과 같이 구할 수 있다.

$$V_R = \frac{R_{\max}}{F_0} = V_k \sqrt{1+(2\xi\omega/\omega_1)^2} \qquad (3)$$

식 (3)은 그림 2와 같이 나타내어지며, 감쇠의 영향은 진동수비 $\omega/\omega_1 \leq \sqrt{2}$인 경우에만 유리하게 작용하는 것을 알 수 있다.

전달률 V_R 대신에 진동절연률 개념도 사용할 수 있으며, 이는 식 (4)를 이용하여 구할 수 있다.

$$1 - V_R = 1 - \frac{\sqrt{1+(2\xi\omega/\omega_1)^2}}{\sqrt{(1-(\omega/\omega_1)^2)^2+(2\xi\omega/\omega_1)^2}} \qquad (4)$$

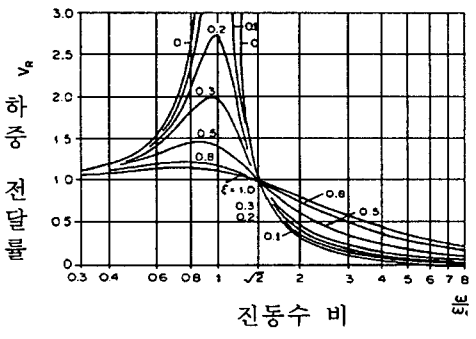

그림 2 하중 전달률[4]

만약에 감쇠가 작고, $\omega/\omega_1 > \sqrt{2}$ 이면, 식 (4)는 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$1-V_R = 1-\frac{1}{1-(\omega/\omega_1)^2} = \frac{(\omega/\omega_1)^2-2}{(\omega/\omega_1)^2-1} \quad (5)$$

진동절연된 계의 고유진동수 $\omega_1=\sqrt{k/m}$이 되고, 장비와 받침부의 무게를 고려하면 정적처짐은 식 (6)과 같이 구할 수 있다.

$$f=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{x_{stat}}\cdot\frac{2-(1-V_R)}{1-(1-V_R)}} \quad (6)$$

여기서, f = 가진진동수
g = 중력가속도 (9.81 m/s^2)
x_{stat} = 정적변위

식 (6)과 그림 3에 나타낸 바와 같이 기지의 가진동수로부터 소요 진동효율을 달성하기 위한 지지점의 변위를 결정할 수 있다.

계의 고유진동수를 낮추는 방법

일반적으로 low tunning이라고 하며, 반력을 줄일 수 있으나, 지지점의 변위가 크게 발생한다. 기계의 가진진동수가 4~6 Hz 이하일 때, 구조물의 고유진동수가 높아 가진하중의 주요 진동수와 일치하지 않을 경우, 장비하부에 발생하는 변위가 생산률을 저하시키지 않는 경우 및 장비의 운전을 시작하거나 끝낼 때와 같이 가진진동수가 변화하더라도 큰 영향을 받지 않는 경우에는 전술한 low tunning기법을 사용하는 것이 바람직하다. low tunning은 다음의 3가지 방법에 의하여 적용할 수 있다.

(1) 장비의 운전속도가 빠른 경우, 구조부재의 고유진동수가 2~3 Hz 정도일 경우에는 장비를 구조부재 위에 직접 설치하는 것이 바람직하다. 단, 그 결과로 발생하는 변위가 사람에게 환경적 영향을 미친다던가, 장비의 효율을 떨어뜨리지 않는 범위 내에서 적용한다.

(2) 각 지지점에서의 장비의 운동의 차이를 없애기 위하여 장비 프레임을 충분하게 강하게 만들고, 장비의 기본적 진동거동이 바뀌지 않아야 할 경우에는 바닥 위에 직접 방진장치를 삽입한다. 이러한 경우는 스프링요소를 쉽게 변경할 수 있으므로 장비설계자가 직접 진동제어 방법을 제공하는 것이 일반적이며, 스프링요소는 장비와 다른 특성을 갖게 되며, 대표적인 스프링요소로는 steel 스프링(1~8 Hz), 탄성 또는 고무패드(5~20 Hz), 공기스프링(0.5~5 Hz)이 사용된다.

(3) 진동절연을 위한 기초와 방진장치가 삽입되는 경우로서 동적하중이 큰 경우, (2) 방법을 사용할 때 충분한 강성을 확보하기 곤란한 경우, 매우 강성이 작은 스프링을 사용하여야 할 경우 및 불평형 질량이 큰 경우에 적용할 수 있다. 이러한 경우 기초의 무게로 인하여 강성이 보다 큰 스프링을 사용할 수 있으며, 이로 인하여 진동크기가 감소된다. (3)의 방법을 사용할 경우 경제적인 면과 접근성 등을 종합적으로 고려하는 것이 바람직하다.

계의 고유진동수를 높히는 방법

일반적으로 high tunning이라고 하며, low tunning이 불가능할 때와 구조체와 강결이 가능할 때 사용할 수 있다. 일반적으로 high tunning은 가진 진동수가 20 Hz를 넘지 않고, 장비의 진동이 작아야 할 경우에 적용된다. 구조부재 또는 건물의 고유진동수는 경제적인 이유 등으로 인하여 무한히 높아질 수 없으며, 구조해석에 의한 고유진동수의 정확한 예측도 어렵기 때문에 어느 정도의 안전율을 주게 된다. 따라서 건물 또는 구조부재의 고유진동수는 식 (7)과 같이 구할 수 있다.

$$f_1 \geq s_f \cdot n_{\max} \cdot f_b \cdot \omega_1/\omega \quad (7)$$

여기서, f_1 = 요구되는 구조물의 고유진동수
f_b = 장비의 가진진동수
$n_{\max}$ = 관련된 최고 조화 하중의 차수
ω_1/ω = 진동수비의 역수
s_f = 안전률

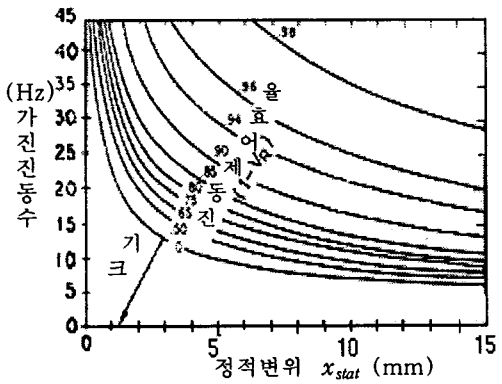

그림 3 진동절연 효율[4]

5.2 충격하중을 발생시키는 생산기계

주기적인 충격하중이나 단일 충격과 같이 간헐적인 운동에 대해서는 하중-시간 함수에 따라 진동제어 방법이 달라진다. 전술한 바와 같이 이 경우 주요변수는 충격이 가해지는 시간, 운동량 및 최대 하중값 등이다.

간헐적인 하중에 대한 진동제어방법은 low tunning이 효율적이며, 반면에 high tunning은 하중의 진동수 성분이 넓은 범위에 걸쳐 작용하므로 좋지 않은 방법이라 판단된다. low tunning은 진동제어 후에 발생하는 변위가 제품 생산성에 문제가 되지 않을 경우나, 구조물에 가해지는 하중을 쉽게 조절할 수 있을 경우에 적용한다. 전술한 바와 같이 진동기초와 방진장치를 삽입할 경우 진동제어 후의 변위가 작아지므로 충격하중에 대한 진동제어방법으로는 가장 좋으며, 충격하중의 크기가 작은 경우 강성이 작은 구조부재 위에 직접 설치할 수도 있다.

6. 공장건물의 진동제어 예[4]

6.1 직물 공장 건물

20년된 직물공장에 기존의 직조기(200 rpm) 대신에 운전속도가 빠른 새로운 직조기(240~290 rpm)를 도입하여 운영하려 하였으나, 이전에는 큰 문제가 없었던 공장건물에 DIN4150 기준인 10 mm/s의 허용속도를 초과하여 24 mm/s 크기의 진동과 1.0 mm인 장비의 허용변위를 초과한 1.2 mm의 횡방향 진동이 발생하여 직물의 씨줄방향으로 결함이 발생하였다. 건물의 바닥구조는 4.70 m × 5.88 m 장선 구조상에 18 cm 두께의 철근 콘크리트 슬래브로 구성이 되어 있으며, 바닥의 고유진동수는 ~21 Hz 였다. 진동은 4번째와 5번째 고차 가진진동수 성분에 의하여 주로 발생하고 있었다.

이러한 경우 직조기를 스프링계수가 작은 부재위에 탑재할 경우, 바닥의 진동은 감소할지라도, 직조기의 진동이 기준값 이상이 되어 생산품에 하자가 발생하므로 생산장비의 진동이 허용진동값 이내로 하기 위하여 기존의 콘크리트 장선구조 사이에 매 2 m마다 플랜지부가 넓은 강형(HEA 240)을 삽입하여 강성을 보강함으로써 진동속도를 10 mm/s 이하로 조절하였으며, 장비의 횡방향진동도 이전보다 감소시킴으로써 생산제품의 품질을 보장할 수 있었다.

6.2 프라스틱 사출 공장 건물

지하 2층 지상 1층으로 계획된 공장건물이 도로높이의 현저한 변화로 인하여 지하 1층 지상 2층으로 건설되었으며, 원 설계상의 지하층 바닥구조는 장선이 없는 평판 슬래브(콘크리트 22 cm, 3 cm 모르터 마감, 지간 5.2 m)로, 지상층의 바닥구조는 HEA 700 단면을 가진 프레임(지간 16.5 m, 간격 2.5m)위에 140 mm 철제, 10 cm 주름철판, 10 cm 콘크리트, 3 cm 마감 모르터가 복합구조로 구성되어 있었다.

건물 준공 후, 각종 프레스를 지상 1층에 설치하였으며, 건물주가 창고 또는 경장비용으로 설계된 2층에 이와 유사한 프레스를 설치하기 위하여 진동에 대한 문제를 검토하였다. 검토결과 장비의 중량을 포함한 콘크리트 바닥의 고유진동수는 ~19 Hz 이며, 바닥 진동속도는 바닥의 건전도에 영향을 미치지 않는 5 mm/s로 예측되었으나, VDI 기준에 따른 K값이 3.5로 계산되어 사람이 수 시간 동안 노출될 경우 불쾌감을 느낄 수 있는 정도임을 알 수 있었다.

이에 따라 양쪽 1/3지간부에 기둥을 설치하여 바닥의 강성을 보완하고, 주요 장비하부에 20 cm두께의 콘크리트를 타설함으로서 진동을 제어할 수 있었다.

6.3 압인기계가 설치된 공장 건물

철근콘크리트 건물 내부에 압인기계가 설치되어 있었으며, 이 압인기계는 스프링(-댐퍼)요소 위에 탑재되어 있었음에도 불구하고 진동이 유발되고 있었으며, 이로 인하여 건물주는 건물의 안전도에 악영향을 미칠 것을 걱정하여 진동검토를 의뢰하였다.

검토결과 상기의 방진기기의 고유진동수는 충분할 정도로 낮지 않았으며, 이로 인하여 장비는 오동작을 일으키고 있었다. 바닥의 고유진동수는 17 Hz이었고, 장비는 각각 43 및 27 lift/min으로 작동되고 있었으며, 매번 바닥슬래브에 고유진동모드로 충격을 주고 있었다.

바닥의 최대속도는 3.21 mm/s(43 lift/in

장비) 및 1.60 mm/s (27 lift/min 장비)였다. 이들 값은 DIN 4150에 따르면 KB=2.2 및 KB=1.1에 해당되며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

즉, 바닥진동의 크기는 건물의 안전도를 위협할 만큼 크지 않았으며, KB=2.2는 진동을 쉽게 인지할 정도의 수준이며, 작업자에게 불쾌감을 줄 정도는 아니었다. 한편, 기계를 개선하지 않고 질량을 추가함으로서 계의 고유진동수를 낮추고, 장비를 분해하여 캠모양 변경, 지지부간의 틈새를 제거함으로써 바닥진동을 저감시킬 수 있었다.

6.4 난방펌프가 설치된 학교건물

학교건물의 지하에 설치된 난방펌프로부터 진동 및 소음이 유발되어 수업에 지장을 주고 있었다. 측정결과 진동 및 소음은 지하층 위 바닥에서 나타나고 있었으며, 이는 난방펌프에 대한 불충분한 진동절연(바닥 슬래브와 콘크리트 기초사이에 고무판 삽입)과 증기펌프진동이 지지부와 배관을 타고 소음이 전달되고 있었으며, 열저장탱크와 건물사이에 고체음절연을 위한 진동절연이 되어 있지 않았다. 지하실에서의 최대진동속도는 10 mm/s였으며, 인접바닥에서는 0.31 mm/s, 지하층위에서는 0.21 mm/s였다. 주요진동수는 16.5 Hz(콤푸레서)였으며, DIN 4150에 의한 KB=7.1, 0.21, 0.14로서 위치에 따라 강하게 또는 약하게 느낄 수 있는 정도의 진동임을 알 수 있었다. 난방펌프, 기초 및 고무매트로 구성된 계의 고유진동수는 10.6 Hz로서 컴푸레샤의 가진진동수와의 비는 1.5가 되며 이에 따른 진동절연효율은 23%정도로 충분하지 않음을 알 수 있다. 계의 고유진동수가 높은 이유는 고무매트가 과도한 접촉력을 받기 때문이며, 진동절연을 고려하여 계의 고유진동수를 낮추기 위하여 탄성패드에 쌓인 스프링요소를 삽입함으로써 진동을 저감시킬 수 있었으며, 열저장탱크 하부에 절연판을 설치하고 모든 배관에 고무재질의 보정판을 끼워 진동 및 소음 문제를 해결하였다.

7. 맺 음 말

진동제어의 기본개념은 진동원의 가진진동수와 구조물의 고유진동수가 같아짐에 따른 공진현상이 발생하지 않도록 하고, 동적증폭현상을 최소화하거나, 가진력이 구조물에 전달되지 않도록 가진원과 구조물간에 전달률을 최소화하는 방진기구등을 삽입함으로써 진동전달을 억제하는 것이며, 구조물의 특성에 따라 적절한 방법을 이용하는 것이 바람직하다.

한편, 건물과 같은 대형구조물에 대한 적극적인 진동제어기법의 마련을 위하여 동적 구조해석기법의 개발, 실험적 모드해석법에 의한 계의 동특성예측 및 이를 근거한 구조동특성 변경기법의 응용 및 하중응답예측기법을 이용한 보다 정확한 진동제어기법의 개발이 예상되며[6], 정밀제품생산공장, 전자현미경이나 광학기계를 사용하는 건물, 유전자 연구실과 같은 미진동 또는 무진동제어가 관심인 경우에는 장비 및 설비는 물론 건물자체에 대한 입지조건까지를 고려하여야 하며, 진동제어기법의 응용과 개발에 대한 부단한 노력이 필요하다.

참 고 문 헌

(1) Singiresu S. Rao, 1990, Mechaincal Vibration 2nd Ed., Addison Wesley.

(2) Studer J. A., Ziegler A., 1986, Soil Dynaics-Fundamentals, properties, problems, College Textbook Series, Springer, Heidelberg/New York/Tokyo.

(3) 한국고속철도건설공단, 1995.3, 고속철도 환경소음 기준 및 진동기준에 대한 연구 (진동대책편),한국고속철도건설공단, pp. 3~50.

(4) Bachmann, H., and Ammann, W., 1987, Vibration in Structures, Induced by Man and Machine, Structural Eng. Document, IABSE\ AIPC\ IVBH, pp. 58~66.

(5) 小野介嗣, 1987, 精密防振ハンドブック, フジテクノシステム(株), pp. 217~368.

(6) 노병철, 1998, 콘크리트 슬래브의 미진동 제어, 한국지진공학회 논문집, 제 2 권, 제 4 호(통권 제 8 호), pp. 1~12.