



## 저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

탄성지지를 갖는 유압공급장치의 고체소음  
저감에 관한 연구

A study on the reduction of structure-borne noise in  
hydraulic power unit with elastic mounting

지도교수 조 종 래



2017년 8월

한국해양대학교 대학원

기계공학과

박 성 용

본 논문을 박성용의 공학석사 학위논문으로 인준함.



2017년 07월 03일

한국해양대학교 대학원

# 목 차

List of Tables .....	iv
List of Figures .....	vi
Abstract .....	vii
1. 서론 .....	1
1.1 연구 배경 .....	1
1.2 연구 목적 및 내용 .....	2
2. 유압공급장치의 시험 평가 .....	3
2.1 함정탐재 장비의 평가 기준 .....	3
2.2 고체소음 측정 시험 .....	5
2.3 진동측정 시험 .....	12
2.4 고체소음 특성 분석 .....	14
3. 유압탱크의 설계 변경을 통한 진동특성 예측 평가 .....	19
3.1 진동해석의 이론적 배경 .....	19
3.2 경계 조건 및 고유진동수 비교 .....	24
3.3 초기모델의 유한요소해석 .....	26
3.4 1차 보강모델의 유한요소해석 .....	37
3.5 2차 보강모델의 유한요소해석 .....	48
3.6 설계 결과 비교 .....	55
4. 유압공급장치의 최종 시험 평가 .....	56
4.1 고체소음 측정 시험 .....	56
4.2 고체소음 특성 분석 .....	59



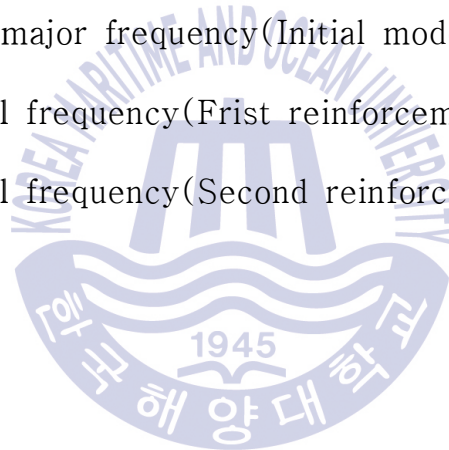
5. 결론 .....	63
-------------	----

참고문헌 .....	64
------------	----



## List of Tables

Table 1	Classification of equipment .....	4
Table 2	Specification of acceleration measurement device .....	6
Table 3	Specification of hydraulic power unit .....	8
Table 4	Measurement result of major frequencies .....	18
Table 5	Material property .....	24
Table 6	Natural frequency of spring-mass model .....	25
Table 7	Comparison of major frequency(Initial model) .....	27
Table 8	Result of modal frequency(Frist reinforcement model) .....	38
Table 9	Result of modal frequency(Second reinforcement model) .....	49



## List of Figures

Fig. 1 Avenue of path of underwater radiation noise .....	2
Fig. 2 Test criteria of structure-borne noise .....	4
Fig. 3 Test criteria of vibration measurement test .....	5
Fig. 4 Nine measuring positions .....	6
Fig. 5 Installation of hydraulic power unit .....	7
Fig. 6 Measurement result of structure-borne noise(1/3 octave band) ..	12
Fig. 7 Measurement result of motor bearing housing .....	13
Fig. 8 Measuring position of motor bearing housing .....	13
Fig. 9 Measurement result of structure-borne noise(narrow band) .....	17
Fig. 10 FE modeling and mesh(Initial model) .....	26
Fig. 11 Mode shape of modal analysis(Initial model) .....	30
Fig. 12 Result of harmonic analysis(Initial model) .....	33
Fig. 13 Total deformation by harmonic analysis(Initial model) .....	36
Fig. 14 FE modeling and mesh(Frist reinforcement model) .....	37
Fig. 15 Result of harmonic analysis(Frist reinforcement model) .....	42
Fig. 16 Total deformation by harmonic analysis(Frist reinforcement model) ...	47
Fig. 17 FE modeling and mesh(Second reinforcement model) .....	48
Fig. 18 Result of harmonic analysis(Second reinforcement model) .....	52
Fig. 19 Total deformation by harmonic analysis(Second reinforcement model) ..	54
Fig. 20 Comparison of three models of harmonic analysis result .....	55

Fig. 21 Measurement result of structure-borne noise(1/3 octave band) .. 59

Fig. 22 Measurement result of structure-borne noise(narrow band) ..... 62



# A study on the reduction of structure-borne noise in hydraulic power unit with elastic mounting

Park, Sung Yong

Department of Mechanical Systems Engineering  
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

## Abstract

In the case of the naval vessel equipment, air-borne noise and structure-borne noise generated from the equipment are ultimately transmitted to the hull, propagated in the water, and the possibility of being exposed to the enemy is increased, and the survival of the naval vessel is also directly connected. These air-borne noise and structure-borne noise are also very important factors from the viewpoint of crew members' comfort. Air-borne noise and structure-borne noise are strictly managed based on the standards of the US Navy, and the requirement for low vibration and noise is recognized as basic quality that equipment for a naval vessel must have, and research and improvements are being made.

In this study, the cause of excessive vibration due to the rotational motion of the motor and the reciprocating motion of the hydraulic pump in the hydraulic power unit was analyzed through the structure-borne

noise test.

The study on the reduction of the structure-borne noise of the hydraulic power unit through the design change of the hydraulic tank was examined.

Modal analysis was performed by generating a finite element model of a hydraulic tank for frequency avoidance that exhibited a high acceleration level in the structure-borne noise evaluation and harmonic analysis was performed to verify the validity of the structure-borne noise. Verification of the improved shape was confirmed by confirming that the acceleration level of the frequency was reduced.

Finally, it is confirmed that the finite element analysis is effective to reduce the structure-borne noise in the final test evaluation by reflecting the modified design change.

KEY WORDS : Structure-borne noise 고체소음; Air-borne noise 공기소음; Hydraulic power unit 유압공급장치, naval vessel equipment 함정탐재 장비, Reduction 저감.

# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구배경

함정에서 발생하는 소음으로 인하여 적에게 위치가 노출되면 잠수함 및 어뢰 등의 수중 무기체계의 공격 대상이 되어 함정의 생존에 크게 위협을 받게 된다. 이러한 함정의 생존과 직접적으로 연결되기 때문에 함정의 진동과 소음은 매우 중요하다. 함정에서 발생하는 소음 및 진동의 원인은 **Fig. 1**과 같이 함 내 탑재 장비 등 함 내부에서 발생하는 공기소음과 고체소음이 최종적으로 선체로 전달되어 수중으로 전파되며, 이러한 소음과 진동은 승조원의 거주성 관점에서도 매우 중요한 요소 중 하나이다. 최근 건조되는 함정에 대해서 저소음, 저진동에 대한 승조원들의 요구가 증가되고 있으며 승조원들의 쾌적한 근무환경과 보다 안락한 생활을 추구하는 성향이 높아지고 있다.<sup>[1]</sup> 따라서 세계 각국에서는 주요 격실의 소음레벨을 일정수준 이하로 제한하고 있으며, 함정의 목적에 따라 수중방사소음 기준을 설정하고 이를 위한 저소음 함정 건조에 많은 투자를 하고 있다. 최근에는 음향 스텔스개념이 함정 설계단계 초기부터 고려되어 주요 장비에 의해 발생하는 수중방사소음 감소를 위한 노력이 더욱 중요시 되고 있으며, 최근 강화되고 있는 함내 소음 및 수중방사소음 기준에 따라 주요 함정 탑재장비에 대해 요구되는 소음 수준이 엄격해지고 있으며, 이에 따라 관련된 방음/방진 기술 개발 및 적용이 요구되고 있다.<sup>[2]</sup>

함정 내 탑재장비의 경우 장비에서 발생하는 공기소음과 고체소음을 미 해군기준에 따라 엄격하게 관리되고 있으며 저진동 및 저소음에 대한 요구는 함정 내 탑재장비가 갖추어야 할 기본적인 품질로서 인식되어 그에 대한 연구와 개선이 이루어지고 있다. 특히 함정에 탑재되는 유압공급장치는 고압을 이용하여 함정에 설치되는 각종 도어 개폐장치, 계선 원치, 양묘기, 중량물의 이동 및 인양 시 사용되는 크레인, 조타장치를 포함하여 함정에서 중요한 역할을 담당하고 있으며 함정의 주엔진, 발전기, 팬 등과 더불어 선박 내 소음, 진동을 야기하는 주요 원인 중 하나으로써 낮은 진동레벨 및 소음레벨이 절실하게 요구된다.

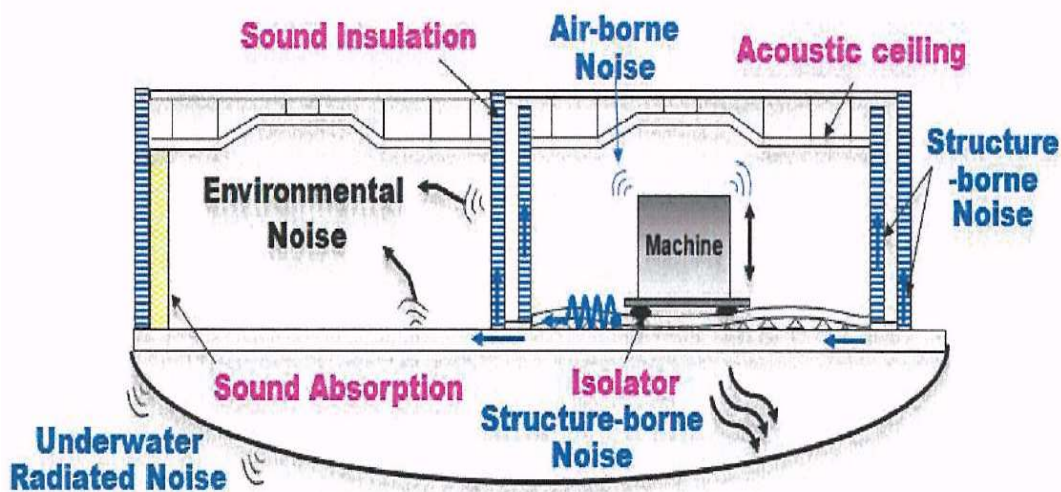


Fig. 1 Avenue of path of underwater radiation noise

## 1.2 연구목적 및 내용

유압공급장치의 소음은 크게 공기소음과 고체소음으로 나눌 수 있다. 유압공급장치의 고체소음은 모터의 구동과 유압펌프의 구동에 의한 진동이 구조물로 전달되어 구조물을 가진 시켜 발생하며 최종적으로 선체로 전달되어 수중으로 전파된다.

유압공급장치의 구성은 작동에 직접적으로 관여하는 수직형 모터, 모터 축과 연결된 유압탱크 내부에 설치된 유압 펌프, 모터 및 유압펌프를 지지하는 유압탱크, 펌프와 연결된 흡입, 토출 배관 그리고 유압탱크를 지지하는 탄성 마운트로 구성되어 있다. 유압공급장치의 고체소음은 모터의 회전운동과 유압펌프의 피스톤 왕복운동에 의해 발생하며, 여기서 발생한 진동은 유압탱크와 탄성마운트, 흡입 및 토출 배관으로 전달되어 선체로 진동이 전달된다. 이러한 고체소음 저감 방안은 두 가지로 나눌 수 있는데, 첫 번째로 모터와 펌프 자체의 진동을 저감시키는 방법이고, 두 번째는 진동 발생현상을 규명하여 진동 전달경로를 제어하여 저감시키는 방법으로 나눌 수 있다.<sup>[4]</sup>

본 논문에서는 고체소음 시험을 통해 유압공급장치에서 발생하는 모터 및 펌프의 자체 기진력에 의한 과도한 진동이 발생하는 원인을 분석하고, 유한요소 해석모델을 기반으로 규격에서 명시한 진동레벨을 초과하는 주파수의 회피를 최대화하여 진동 저감을 위한 대책을 제시하고자 한다.



## 제 2 장 유압공급장치의 시험 평가

### 2.1 함정탑재 장비의 평가 기준

함정 탑재장비의 평가는 미 해군규격인 MIL-STD-740-1(SH), MIL-STD-740-2(SH)에 따라 수행된다. 미 해군규격에서 요구하는 소음의 경우 공기중으로 전달되는 공기소음과 장비 하단의 지지부를 통해 전달되는 고체소음으로 나누어 측정되며 장비 종류별로 별도의 기준을 적용하고 있다. 고체소음은 선체와 연결되는 장비의 하단으로 진동이 전달되어 선체 및 수중으로 전달되는 소음을 평가하며 장비 하단부(마운트 상부)에서 진동 가속도 레벨을 측정한다. 장비 진동의 경우 MIL-STD-167-1A:2005(Type II)에 따라 수행되며, 회전주파수에서의 진동변위를 가지고 평가된다.

#### 2.1.1 고체소음 평가 기준 (MIL-STD-740-2(SH):1986)

함정 탑재장비의 고체소음은 아래의 Table 1과 같이 Type I~IV로 구분하며, 유압공급장치는 Type II 기준레벨을 적용하였으며 해수와 접촉하지 않는 장비로 기준레벨에 5 dB를 더해준다. 기준레벨은 Fig. 2와 같이 1/3 옥타브 가속도 레벨로 10 Hz에서 10000 Hz까지의 기준으로 평가된다. 그리고 탄성마운트의 경우 11 Hz이하 또는 동작주파수의 1/4중 작은 값 이하가 되도록 제시하고 있으며 시험 시 탑재상태와 동일한 조건의 마운트를 사용하도록 명시되어 있다. 또한 시험 장비는 실제 함정에서 탄성지지 되는 여부와 관계없이 시험을 위해 탄성지지 되어야 하며, 탄성마운트 및 베드플레이트 등은 함정에 설치되는 지지구조를 사용하여야 한다. 대부분의 장비는 함정에서 탄성지지 되지만 일부 장비는 볼트로 지지대위에 바로 강체 연결되는 경우가 있다. 이 경우 마운트 없이 지지대위에서 가속도를 측정하는 경우 장비가 갖는 고유의 고체소음을 측정하기 보다는 지지대의 강성을 측정하는 경우가 되므로 규격에서 요구하는 의미와 전혀 다르게 된다. 따라서 적절한 탄성마운트를 설치하고 측정하며 강체지지인 경우 측정치에서 15 dB를 빼서 기준치와 비교하도록 되어 있다.<sup>[3]</sup>

Table 1 Classification of equipment

Type	Equipment
Type I	Compressor, internal combustion engines
Type II	Pump, valve, life support equipment
Type III	Other than type I & 2
Type IV	Vane-axial fan

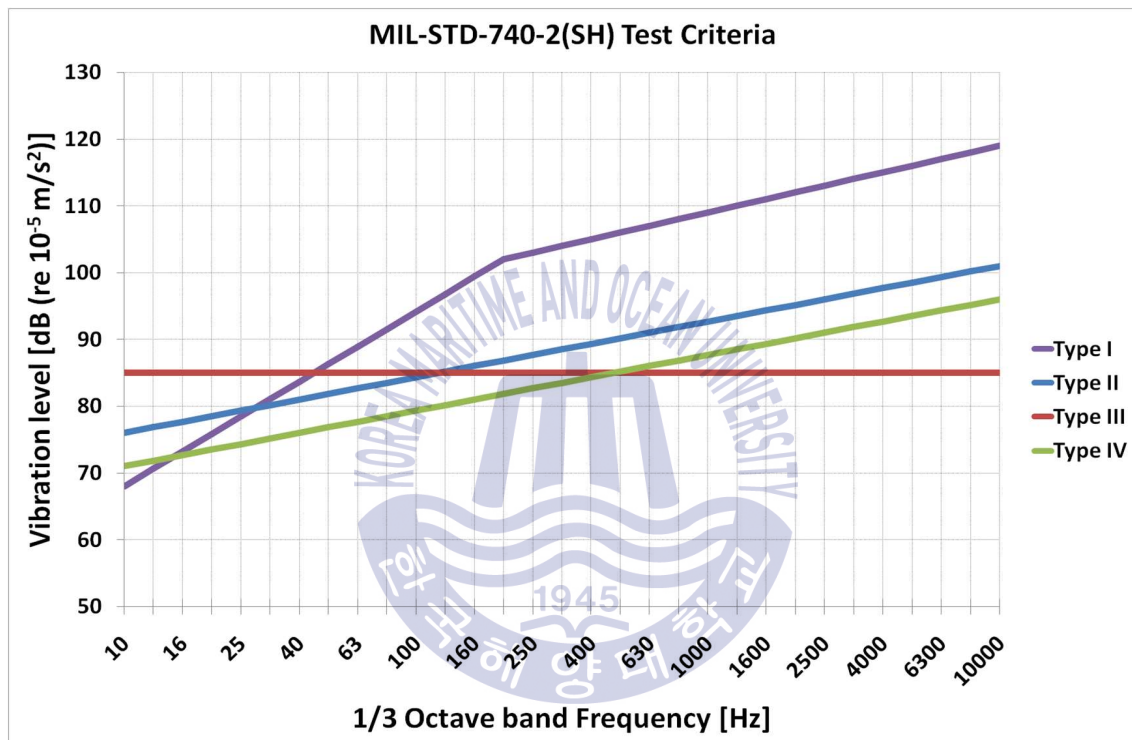


Fig. 2 Test criteria of structure-borne noise

### 2.1.2 진동 측정 평가 기준 (MIL-STD-167-1A:2005)

진동측정 시험은 회전 장비에 대하여 각각의 베어링 하우징에서의 진동변위로 평가되며, 계측 속도는 가변속도장비의 경우 최대속도, 작동속도, 임계속도에서 측정하고 정속 동작 장비의 경우 작동속도에서 계측한다. 측정 주파수 간격은 1 Hz 간격으로 하여 1 Hz 에서 1000 Hz까지의 범위를 측정하며, 시험 기준은 Fig. 3과 같고 단진폭(Displacement single amplitude)으로 평가 되며, 왕복운동을 하는 기계류에는 적용되지 않는다.

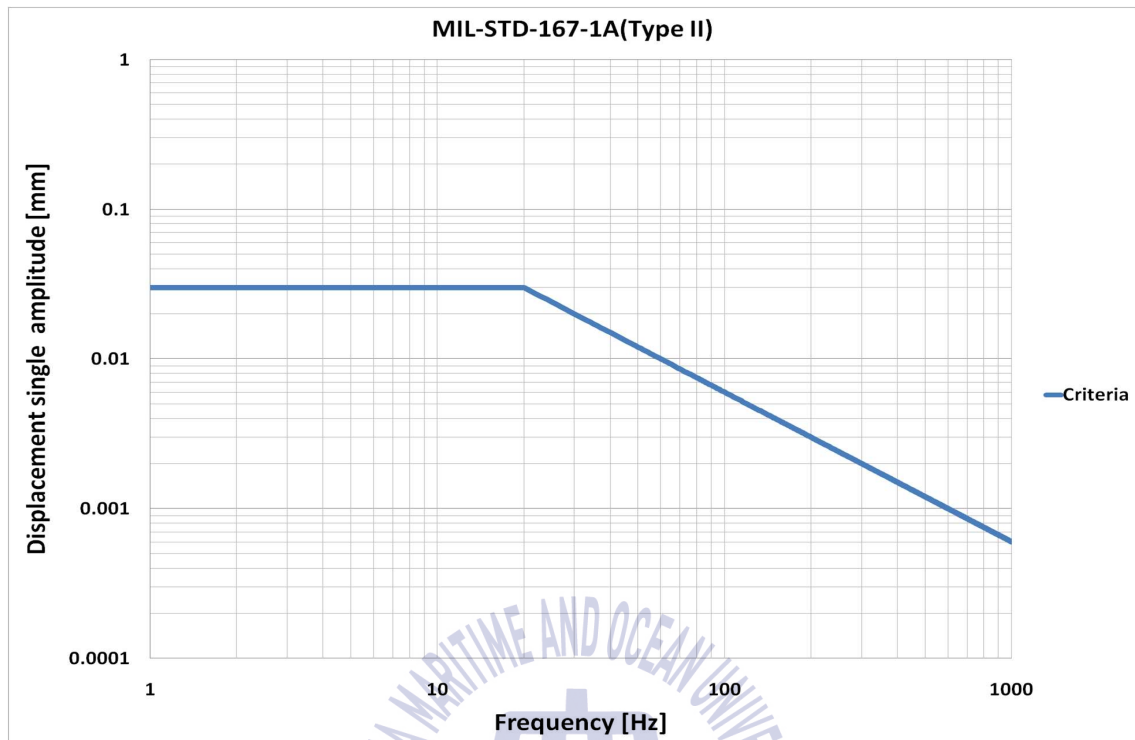


Fig. 3 Test criteria of vibration measurement test

## 2.2 고체소음 측정 시험

유압공급장치는 미 해군규격에서 요구되는 Type II 기준레벨을 적용하였으며 해수와 접촉하지 않는 장비로 기준레벨에 5 dB 를 더해주며 시험 기준은 Fig. 2와 같다. 진동가속도계는 장비의 하단 탄성마운트와 연결되는 지지부 상단에 부착하며 Fig. 4에 측정 위치를 표시하였으며, 측정방향은 지면으로부터 수직하는 방향과 직교하는 방향으로 진동가속도를 측정하며 Fig. 5에 측정 위치 및 시험장면을 나타내었다.

### 2.2.1 시험 절차

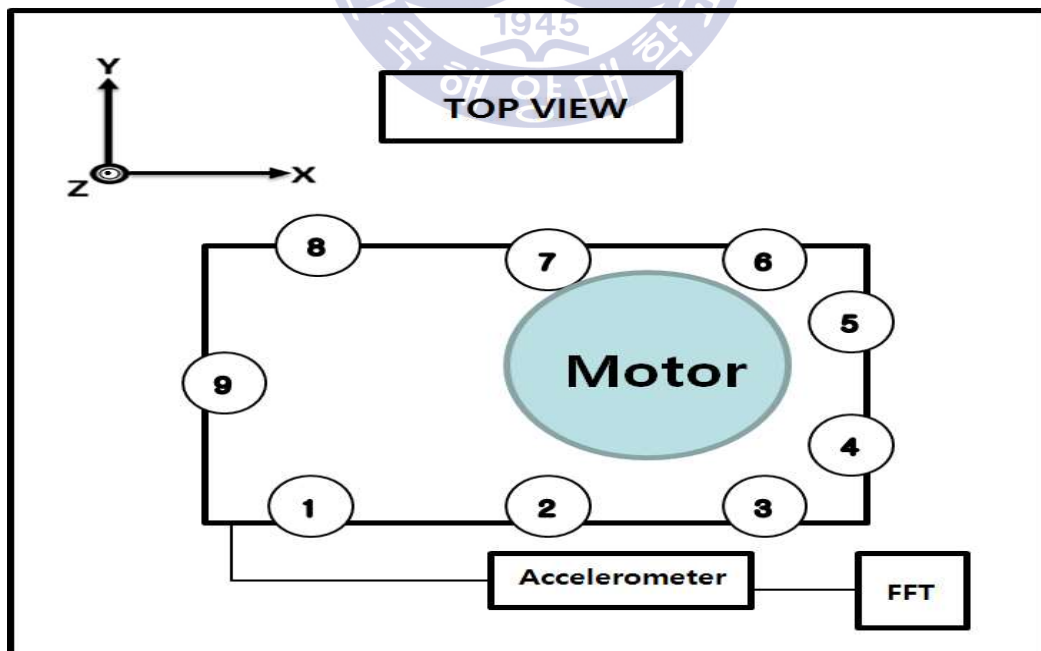
측정 주파수 범위는 1/3 Octave band의 경우 10 Hz에서 10000 Hz까지 측정하고, Narrow band의 경우 모터 및 펌프의 운전 회전수를 고려하여 1 Hz에서 750 Hz까지 측정하였으며, 윈도우 함수로는 Hanning 윈도우 함수를 사용하였고 주파수 간격은 1 Hz 간격으로 하였다. 그리고 고체소음 측정에 사용된 측정 장비에 대하여 Table 2에 정리하였다.

**Table 2** Specification of acceleration measurement device

Item	Device name	
Signal analyzer	OROS_OR36	
Accelerometer	MMF_KS943B100	
	KS-77C-10	
Vibration Calibrator	PCB_394C06	
Frequency Span	1/3 octave band	10 Hz ~ 10000 Hz
	Narrow band	1 Hz ~ 750 Hz
Window function	Hanning window	
Resolution	750 line	
Averaging	30 times	

### 2.2.2 유압공급장치 설치 및 작동 조건

유압공급장치의 고체소음 측정을 위한 설치 조건은 Fig. 4에서와 같이 설치하였으며, 총 9 곳의 측정 위치에서 각각 고체 소음을 측정하며, 작동 조건은 작동 압력 약 24 MPa(240 bar), 모터와 유압펌프의 회전수는 약 1170 rpm으로 회전하며 주요제원은 아래 Table 3에 나타내었다.



**Fig. 4** Nine measuring positions



(a) Photo of hydraulic power unit



(b) Measuring position



(c) Pressure meter

Fig. 5 Installation of hydraulic power unit



### 2.2.3 유압공급장치의 주요 정보

**Table 3** Specifications of hydraulic power unit

1. Model	Hydraulic power unit
2. Size	(W) 1500 mm × (L) 1130 mm × (H) 1866 mm
3. Mass	1400 kg
4. Supply	AC 440 V, 60 Hz, 3 P
5. Working pressure	24 MPa (240 bar)
6. Motor	Revolutions : 1170 rpm
	Power : 45 kW
	Mass : 450 kg
7. Pump	Type : piston pump
	Installed number of piston : 9 EA
	Revolutions : 1170 rpm
	Mass : 31.8 kg
8. Mount	Installed number : 9 EA

유압공급치의 진동발생은 모터와 펌프에 의해 발생된다. 모터의 회전수는 약 1170 rpm이고, 따라서 모터의 회전주파수( $f_M$ )는 19.5 Hz이다.

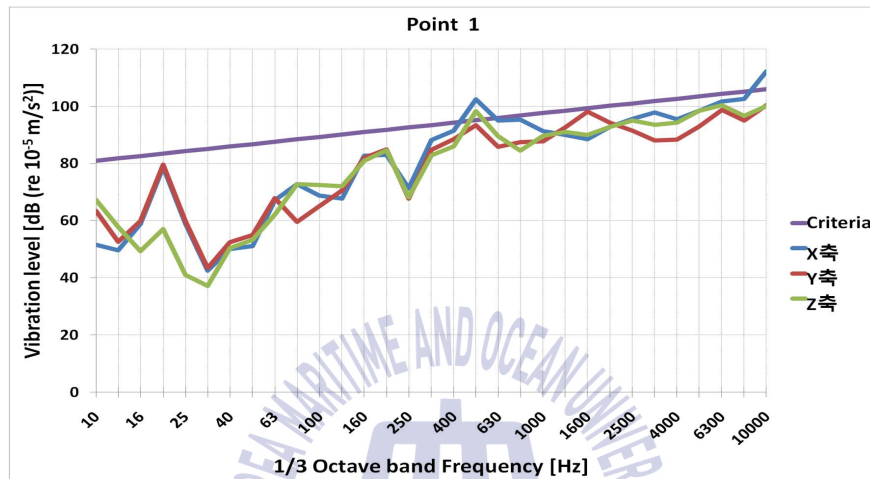
$$f_M = 1170/60 = 19.5 \text{ Hz} \quad (1)$$

유압펌프의 회전수는 모터의 회전수와 동일하고 피스톤이 총 9개가 구성되는 타입으로 유압펌프의 왕복운동 주파수( $f_P$ )는 175.5 Hz 이다.

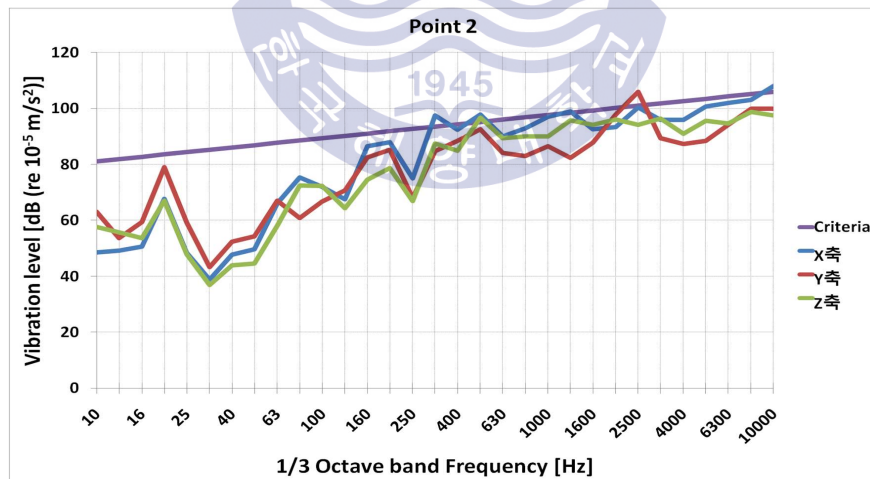
$$f_P = 19.5 \text{ Hz} \times 9 = 175.5 \text{ Hz} \quad (2)$$

#### 2.2.4 고체소음 시험 결과

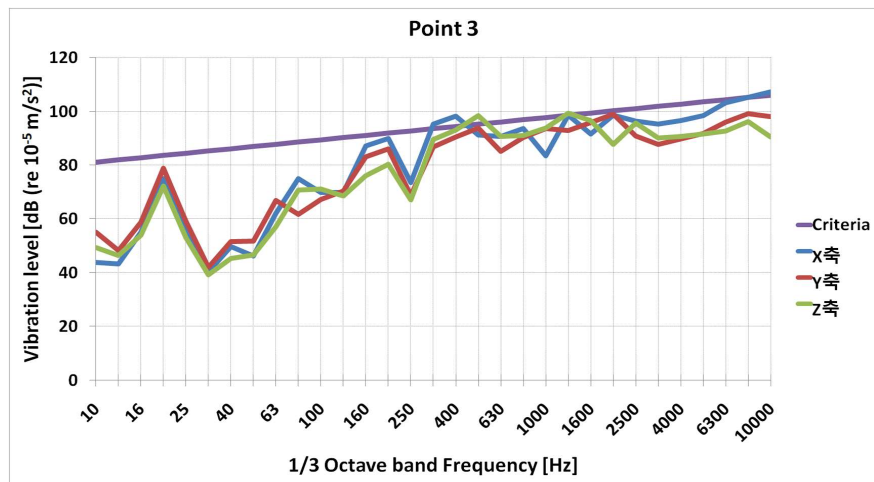
고체소음 측정은 탄성마운트 상단에서 측정하도록 되어 있으며, 고체소음 측정 결과 측정위치 1에서 측정위치 9까지 모든 측정 위치의 특정 주파수에서의 진동레벨이 기준 레벨을 초과한다.



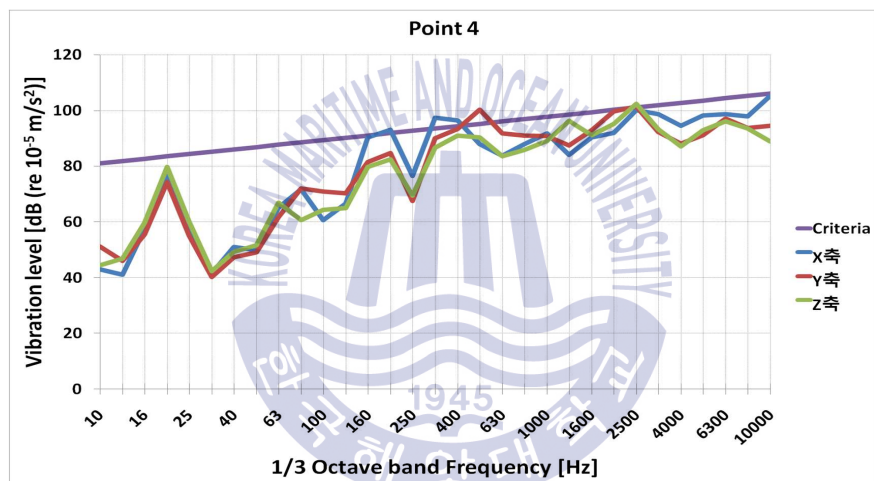
(a) Point 1



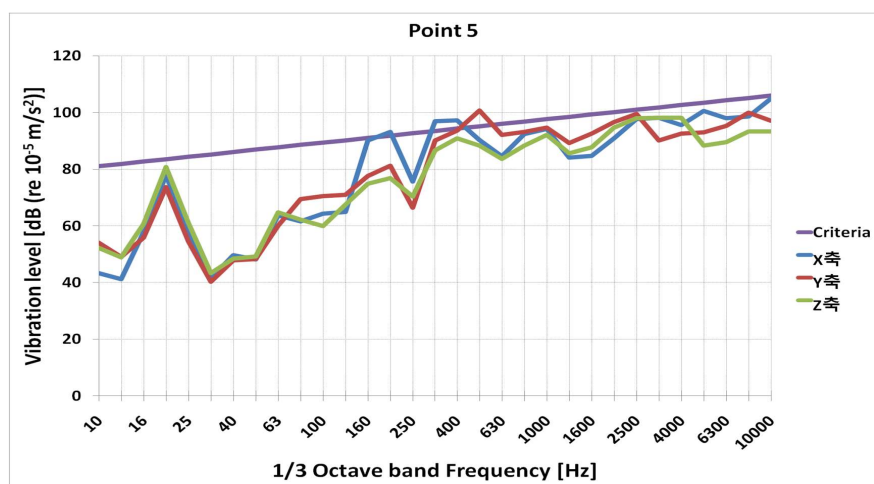
(b) Point 2



(c) Point 3

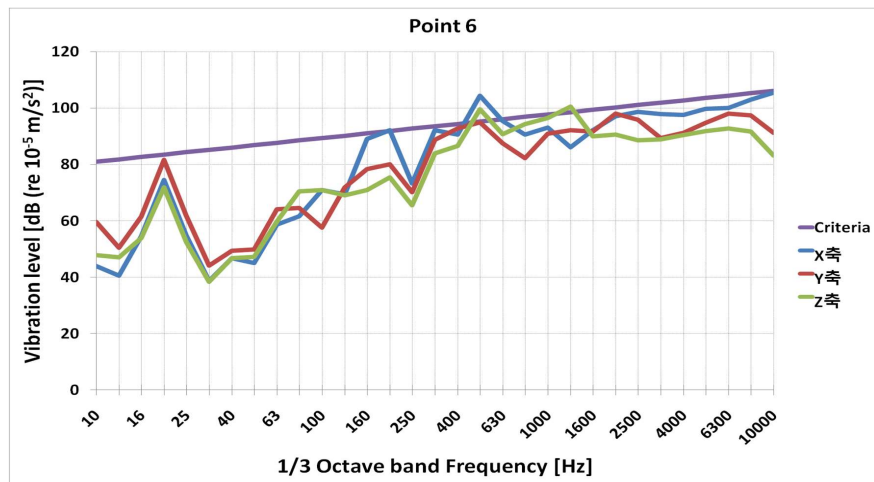


(d) Point 4

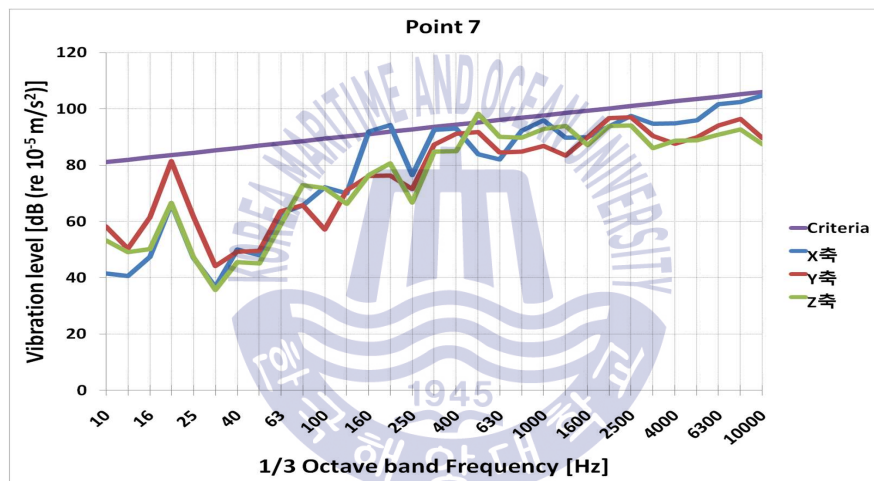


(e) Point 5

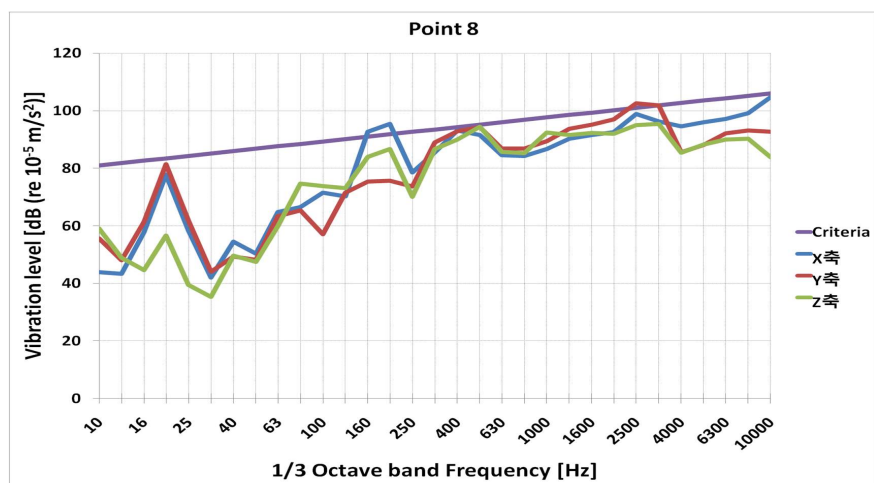




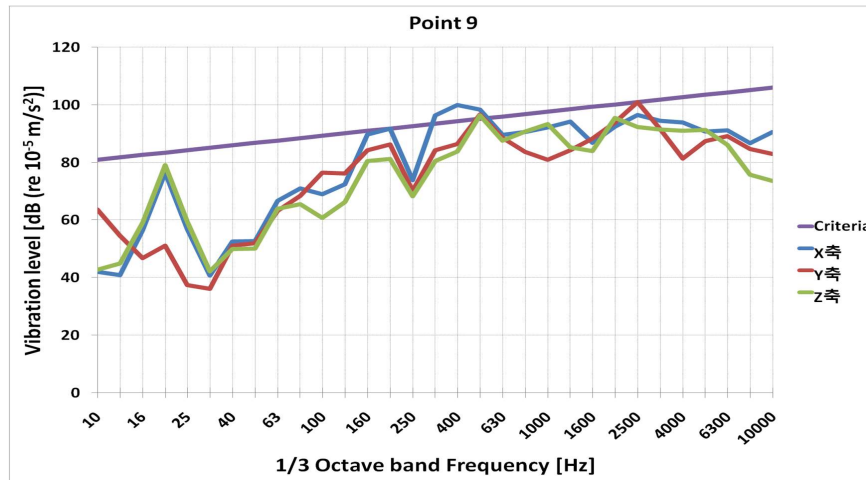
(f) Point 6



(g) Point 7



(h) Point 8



(i) Point 9

Fig. 6 Measurement result of structure-borne noise(1/3 octave band)

## 2.3 진동측정 시험

시험 결과 분석을 토대로 고체소음 저감 대책을 마련하기 위하여 다음과 같은 일련의 과정이 필요하며, 가진원이 되는 모터의 평형상태 및 측정결과를 MIL-STD-167-1A:2005(Type II)의 시험 방법에 따라 점검하고, 유압공급장치의 주된 진동 요인을 파악하고자 한다.

### 2.3.1 진동 측정 시험 절차

측정 주파수 범위는 1 Hz에서 1000 Hz까지 측정하였으며, 윈도우 함수로는 Hanning 윈도우 함수를 사용하였고 주파수 간격은 1 Hz 간격으로 하였다. 그리고 진동 측정에 사용된 측정 장비에 대하여 Table 2에 정리하였고, 시험 기준은 Fig. 3으로 평가 된다.

### 2.3.2 진동 측정 시험 결과 및 분석

MIL-STD-167-1A:2005의 시험 방법에 따라 모터의 베어링 하우징 상단에 가속도 센서를 부착하여 베어링 상태를 확인 하였다. Fig. 7은 시험 결과 그래프이며, 모터의 평형 및 측정결과는 양호함을 확인 하였다. 유압펌프의 경우 피스톤타입으로 왕복운동을 하는 장비이며 진동 측정 시험 대상에 적용이 되지 않고, 유압공급장치의 유압펌프의 경우 유압탱크 내부에 설치되어 측정 또한 불가하다.

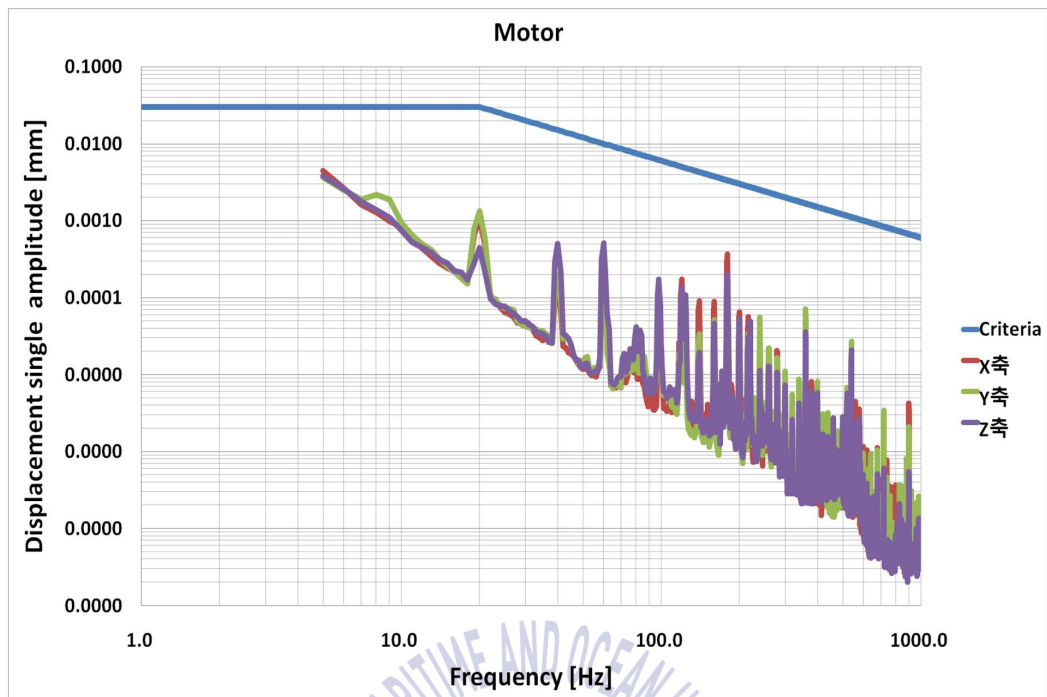


Fig. 7 Measurement result of motor bearing housing



Fig. 8 Measurement position of motor bearing housing

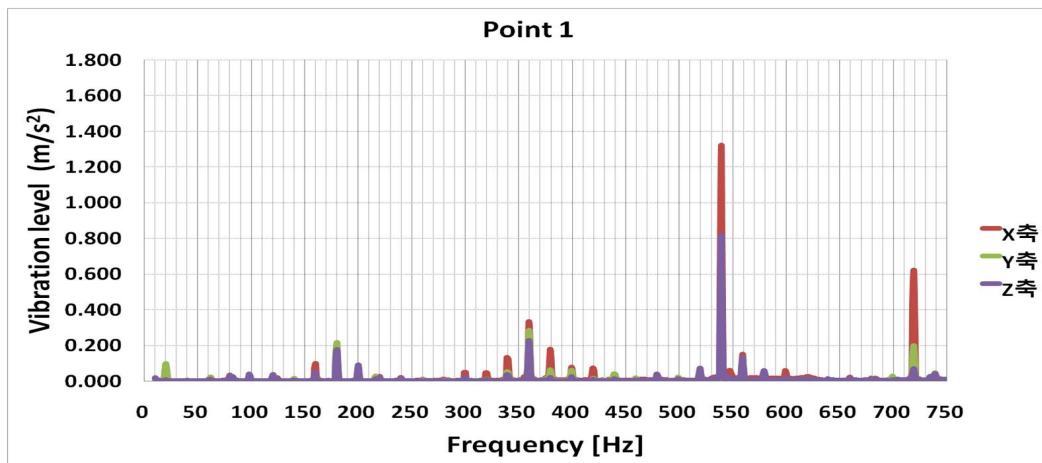
## 2.4 고체소음 특성 분석

### 2.4.1 유압공급장치의 진동 전달 경로

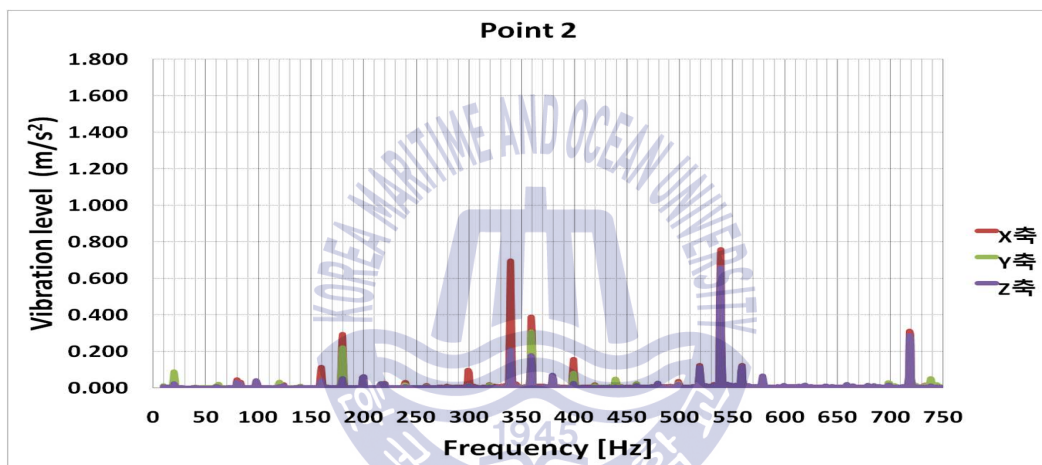
유압공급장치의 진동 전달 경로는 유압공급장치의 작동에 직접적으로 관여하는 수직형 모터, 모터 축과 연결된 유압탱크 내부에 설치된 유압펌프, 모터 및 유압펌프를 지지하는 유압탱크, 펌프와 연결된 흡입, 토출 배관, 유압공급장치의 우측에 설치된 차압기 그리고 유압공급장치를 지지하는 탄성마운트로 구성되어 있다. 유압공급장치에 발생하는 진동의 기진력은 모터와 유압펌프에 의해 발생하며, 모터의 회전운동과 펌프의 왕복운동을 통해 발생하는 진동이 유압탱크 전체로 전달되어, 바닥으로 고정되는 탄성마운트를 거쳐 선체로 전달된다.

### 2.4.2 시험 결과 분석

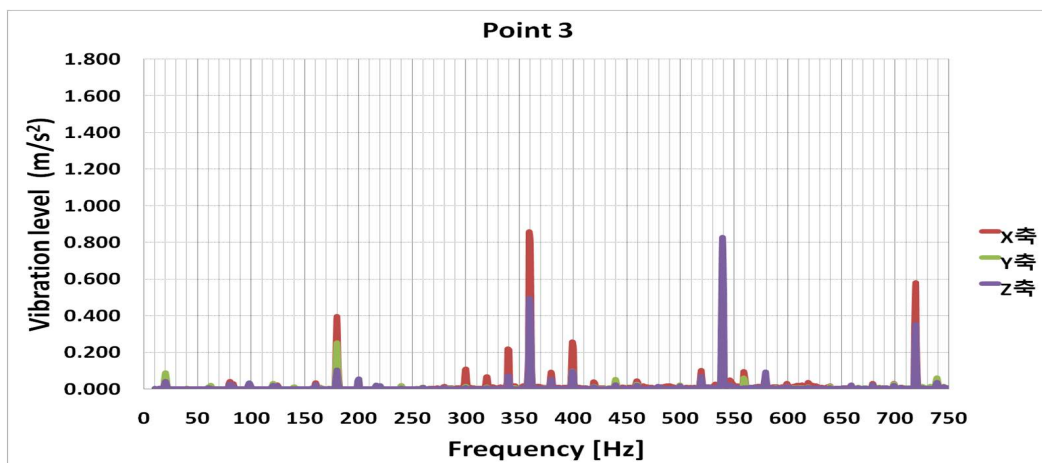
유압공급장치의 고체소음 측정 결과 측정 위치 9개 모두 기준레벨을 초과 하였고, Fig. 6의 시험 결과를 보면 모터의 회전주파수 성분은 기준레벨을 만족하고 있으나 160 Hz부터 10000 Hz에 이르기까지의 넓은 대역에서 기준을 초과하고 있다. 정밀한 분석을 위하여, 측정주파수 범위는 모터 및 펌프의 운전 회전수와 기준을 초과하는 주파수 대역을 고려하여 10 Hz ~ 750 Hz로 하였고, 주파수 간격은 1 Hz이며 Narrow band 결과를 Fig. 9에 나타내었다. 문제가 되는 주요한 주파수 성분을 방향별로 Table 4에 정리하였다. 유압공급장치의 경우 무 부하 운전 조건에서는 진동 발생이 양호하나, 작동 압력을 증가시키면 모터 및 유압펌프와 연결된 지지부, 유압탱크 바닥 및 측면부 등 유압공급장치 시스템 전체에 국부적인 진동이 발생함을 확인하였다. Narrow band 결과를 분석하면 20 Hz 성분은 모터가 회전하는 1X 성분이고, 나머지 높은 가속도 레벨을 나타내는 주파수는 총 5개로 180 Hz, 339 Hz, 360 Hz, 539 Hz, 719 Hz이다. 그 중 180 Hz, 360 Hz, 539 Hz, 719 Hz의 주파수 성분은 유압펌프의 피스톤이 9개가 왕복운동을 하면서 발생하는 주파수이며, 가속도 레벨이 높은 주파수는 모터의 회전운동 및 유압펌프의 왕복운동에 따른 주변 구조물의 진동에 의해 나타나는 성분이라 판단하였다.



(a) Point 1

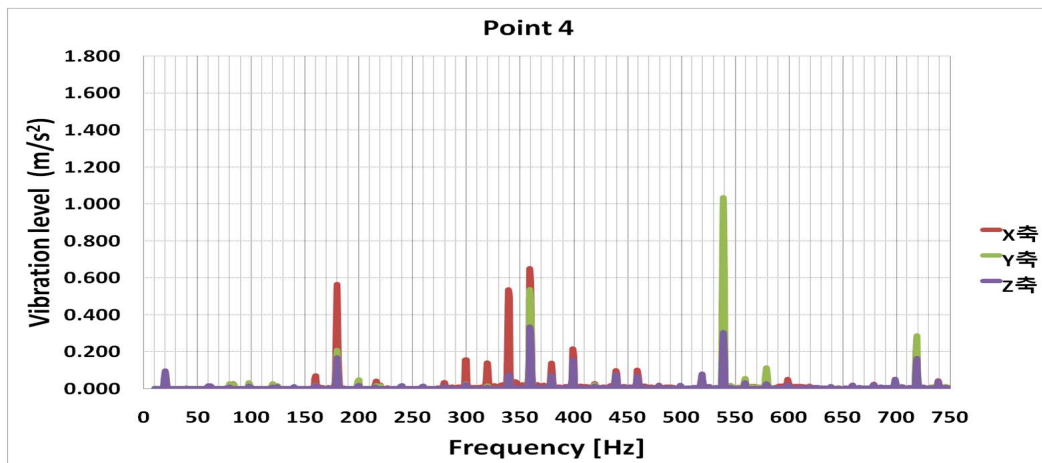


(b) Point 2

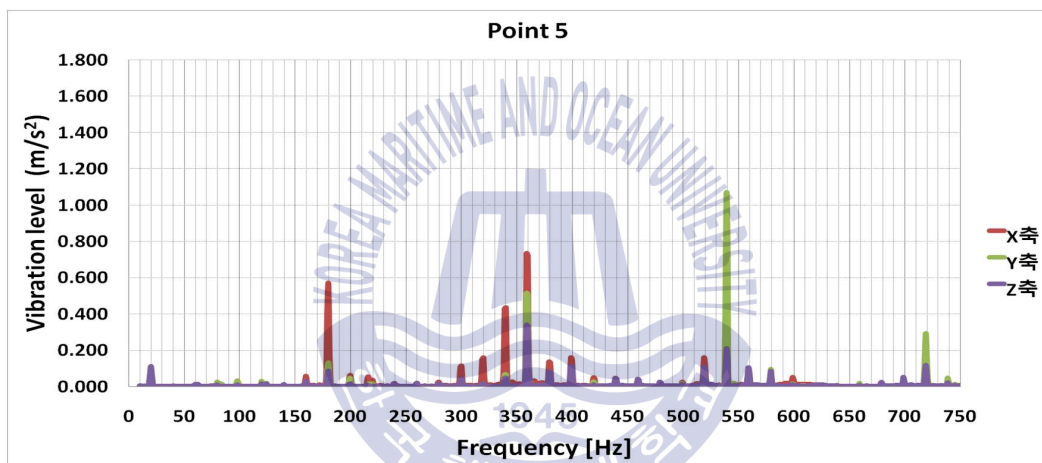


(c) Point 3

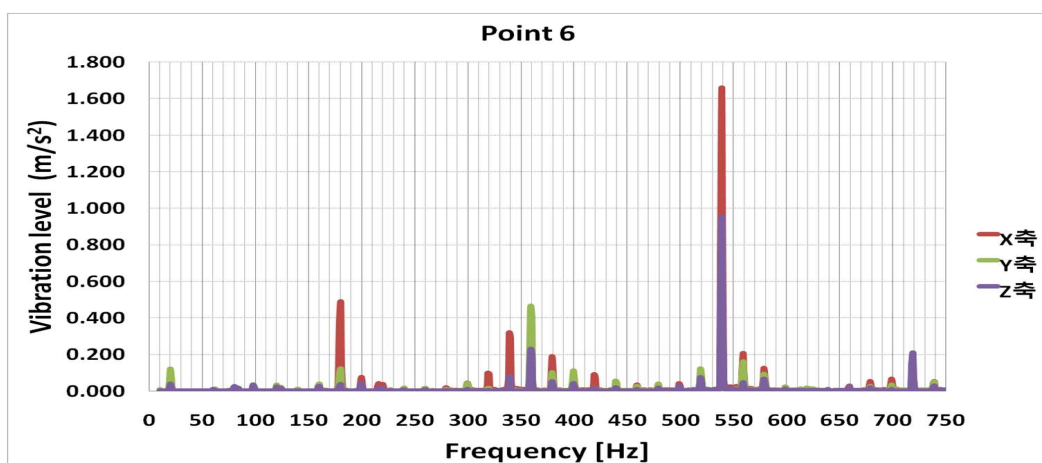




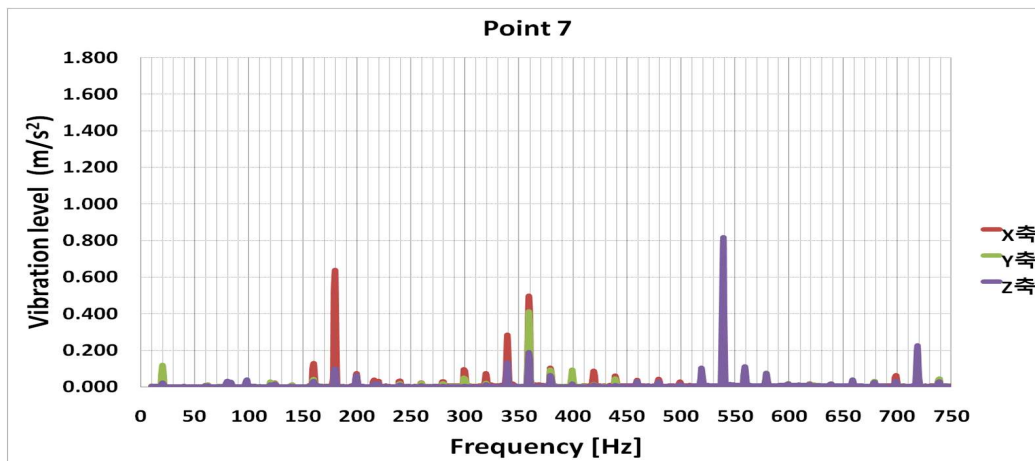
(d) Point 4



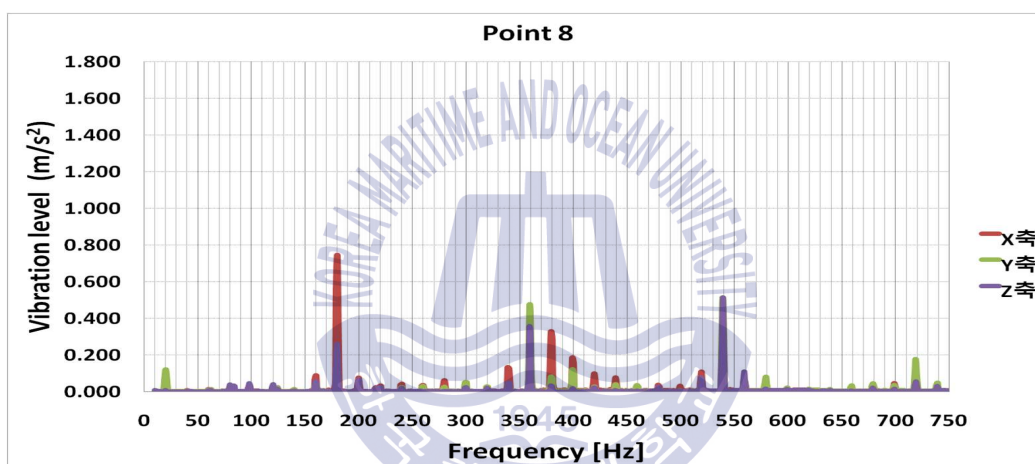
(e) Point 5



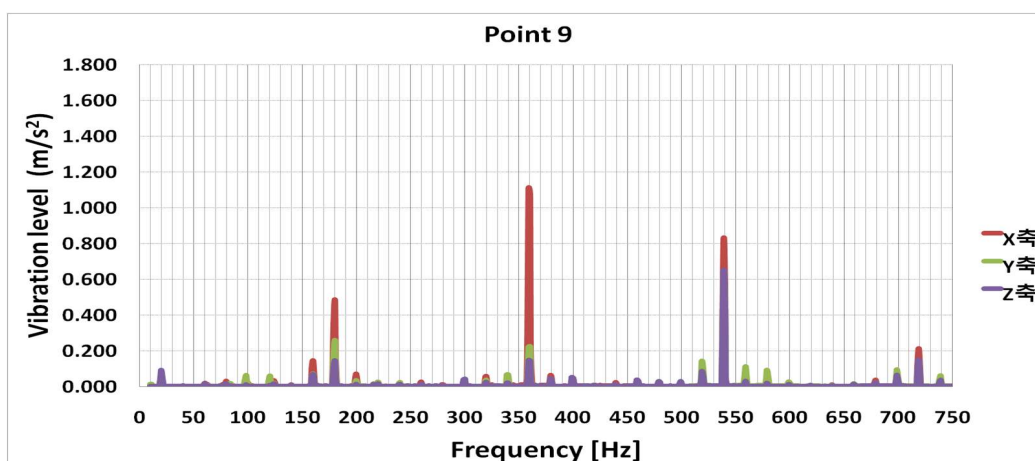
(f) Point 6



(g) Point 7



(h) Point 8



(i) Point 9

Fig. 9 Measurement result of structure-borne noise(narrow band)

**Table 4** Measurement result of major frequencies

	Direction	Major frequency (Hz)					
Point 1	X axis	20	180	—	359	539	719
	Y axis	20	180	—	359	—	719
	Z axis	20	180	—	359	539	—
Point 2	X axis	20	180	339	359	539	719
	Y axis	20	180	—	359	—	—
	Z axis	20	180	339	359	539	719
Point 3	X axis	20	180	—	359	—	719
	Y axis	20	180	—	—	—	—
	Z axis	20	180	—	359	539	719
Point 4	X axis	20	180	339	359	—	—
	Y axis	20	180	—	359	539	719
	Z axis	20	180	—	359	539	719
Point 5	X axis	20	180	339	359	—	—
	Y axis	20	180	339	359	539	719
	Z axis	20	180	339	359	539	719
Point 6	X axis	20	180	339	—	539	—
	Y axis	20	180	—	359	—	—
	Z axis	20	180	—	359	539	—
Point 7	X axis	20	180	339	359	—	—
	Y axis	20	—	—	359	—	—
	Z axis	20	180	339	359	539	719
Point 8	X axis	20	180	—	—	—	—
	Y axis	20	—	—	359	—	719
	Z axis	20	180	—	359	539	—
Point 9	X axis	20	180	—	359	539	719
	Y axis	20	180	—	359	—	—
	Z axis	20	180	—	359	539	719



### 3. 유압탱크의 설계 변경을 통한 진동특성 예측 평가

본 장에서는 유압공급장치의 고체소음 저감을 위하여 실제 모델 수정 작업 전 유한요소 해석 모델의 형상 변경을 수행하여 고유진동수와 진동모드 및 조화해석을 통하여 Narrow band 시험 결과에서 문제가 되는 주요한 주파수와 비교 분석 과정을 거쳐, 검증된 해석 모델을 실제 제작 하여 고체소음 저감을 하고자 한다. 유압공급장치의 유한요소 해석을 수행하기 위하여 상용 설계프로그램인 UG NX 5.0을 이용하여 모델링 하고, 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS Workbench 12.1을 사용하여 각각의 모델 요소를 생성한 후 물성치와 경계조건, 하중조건을 부여하여 최종적으로 모달해석 및 조화해석을 수행하였다.

#### 3.1 진동 해석의 이론적 배경

구조물의 동적 특성 또는 동적거동을 파악하기 위한 방법으로 유한요소해석 방법은 세 가지로 분류 할 수 있다.

첫째는 모드해석으로 구조물의 고유진동수와 모드형상을 파악하여 구조물의 공진여부나 진동에 의한 변형형상을 예측 할 수 있다.

둘째는 과도 응답해석으로 시간에 따라 방향과 크기가 달라지는 하중에 대해 구조물이 어떻게 반응하는지 예측 할 수 있다.

셋째는 주파수응답해석으로 조화가진에 대한 구조물의 응답을 예측하는 해석이다. 본 절에서는 모드해석 이론과 다 자유도계의 응답을 수식적으로 나타내었다.

### 3.1.1 모드해석 이론

본 연구에서 사용한 모드해석 이론을 요약하면 다음과 같다. 외부로부터 외력 벡터  $\{F(t)\}$ 를 받는다. 다 자유도 시스템(multi degree-of-freedom system)의 운동방정식은 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

여기서  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$ 는 각각 질량행렬(mass matrix), 감쇠행렬(damping matrix), 강성행렬(stiffness matrix)을 나타내고,  $\{\ddot{x}(t)\}$ ,  $\{\dot{x}(t)\}$ ,  $\{x(t)\}$ ,  $\{F(t)\}$ 는 각각 절점의 가속도, 속도, 변위, 작용 하중 벡터를 나타낸다. 모드 해석을 위하여 식 (1)에서 감쇠행렬과 외력 벡터를 제외한 다 자유진동 시스템으로 나타내면 식 (2)를 얻을 수 있다.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{0\} \quad (2)$$

변위 벡터  $\{x(t)\}$ 는 위치와 시간의 함수로서, 이 변위 벡터를 공간적인 형상 벡터  $\{\Phi\}$ 와 시간적인 변화함수  $q(t)$ 의 곱으로 정의한다. 그리고  $q(t)$ 를 조화함수로 나타내면 식 (3)과 같이 나타낼 수 있고, 이 식을 (2)에 대입하면 식 (4)를 유도할 수 있다.

$$\{x(t)\} = \{\Phi\}q(t) = \{\Phi\}\sin\omega t \quad (3)$$

$$(-\omega^2[M] + [K])\{\Phi\} = \{0\} \quad (4)$$

식 (4)에서 모드 형상 벡터인  $\{\Phi\}$ 가 0이 아닌 벡터가 되기 위해서는 고유치(eigenvalue)를 얻기 위한 특성방정식(characteristic equation) 식 (5)를 만족해야 한다.

$$\det(-w^2[M] + [K]) = 0 \quad (5)$$

식 (5)를 풀면 자유도  $n$ 개의 서로 다른  $w$ 를 구할 수 있고, 크기가 작은 것부터 정리하여  $w_i (i = 1, 2, \dots, n)$ 로 나타내고, 이를 고유진동수(natural frequency)라 정의한다. 그리고  $w_i$ 에 대응하는 형상 벡터를  $\{\Phi\}_i$ 로 나타내고, 이  $n$ 개의 형상 벡터들을 식 (6)과 같이 행렬로 표기하여 자유진동 모드행렬  $[\Phi]$ 라 한다.

$$[\Phi] = [\{\Phi\}_1, \{\Phi\}_2, \dots, \{\Phi\}_n] \quad (6)$$

### 3.1.2 다자유도계의 응답

본 연구에서 사용한 다자유도계의 응답 이론을 요약하면 다음과 같다. 주기외력이 작용하는 경우의 운동방정식은 일반적으로 다음 식으로 주어진다.

$$[M]\{\ddot{d}\} + [C]\{\dot{d}\} + [K]\{d\} = \{F_o\}e^{i\Omega t} \quad (7)$$

여기에서  $[M]$ ,  $[K]$ ,  $[C]$ 는 각각 질량, 강성, 감쇠의 매트릭스이다. 또  $\{F_o\}$ 는 계에 작용하는 주기외력의 진폭벡터,  $\Omega$ 는 외력의 원진동수이다. 일반적으로 주기외력에 대해서는 정상응답이 문제가 된다. 식 (7)의 정상응답은 아래와 같이 나타낼 수가 있다.

$$\begin{aligned}
\{d\} &= \{De^{i(wt-\Phi)}\} \\
&= \{De^{-i\Phi}e^{iwt}\} \\
&= \{(D\cos\Phi - iD\sin\Phi)\}e^{iwt} \\
&= (\{p\} - i\{q\})e^{iwt} \\
&= \{\bar{D}\}e^{iwt}
\end{aligned} \tag{8}$$

단,  $\{D\}$ 는 응답의 변위진폭 벡터이며  $\{\Phi\}$ 는 외력과 응답과의 위상차, 그리고  $\{\bar{D}\}$ 는 변위진폭과 위상차를 함께 나타내는 복소수벡터이다. 또  $\{p\}$ ,  $\{q\}$ 는 각각,  $\{\bar{D}\}$ 의 실부와 허부를 나타낸다. 식 (8)을 식 (7)에 대입하면,

$$[(K) - \Omega^2[M]] + i\Omega[C]\{\bar{D}\} = \{F_o\} \tag{9}$$

$$\{\bar{D}\} = [(K) - \Omega^2[M]] + i\Omega[C]^{-1}\{F_o\} \tag{10}$$

식 (10)에서는 복소수의 매트릭스 계산이 필요하게 되며, 이것을 피하기 위해서는 아래와 같이 허수  $i$ 를 소거하면 된다. 식 (8)에서

$$\{\bar{D}\} = \{p\} - i\{q\} \tag{11}$$

이므로, 이것을 식 (9)에 대입하여 실부와 허부에 대하여 나누면

$$[K_M]\{p\} + [C_\Omega]\{q\} = \{F_o\} \tag{12}$$

$$[C_\Omega]\{p\} - [K_M]\{q\} = \{0\} \tag{13}$$

이 된다. 단 식 (14), 식 (15)로 한다.

$$[K_M] = [K] - \Omega^2 [M] \quad (14)$$

$$[C_\Omega] = \Omega [C] \quad (15)$$

$[K_M]$ 은 동적강성(dynamic stiffness)매트릭스라 부른다. 식 (13)에 좌부터  $[K_M]^{-1}$ 을 곱하면

$$\{q\} = [K_M]^{-1} [C_\Omega] \{p\} \quad (16)$$

식 (16)을 얻는다. 이것을 식 (12)에 대입하여

$$([K_M] + [C_\Omega][K_M]^{-1}[C_\Omega])\{p\} = \{F_o\} \quad (17)$$

식 (17)이 된다. 이것을 풀어  $\{p\}$ 가 구해지므로 다시 식 (16)에서  $\{q\}$ 를 구할 수가 있다. 따라서 응답의 변위진폭과 위상차는 다음과 같이 된다. 단,  $k$ 는  $\{D\}\{\Phi\}$ 등의 제  $k$ 성분을 의미한다.

$$D_k = \sqrt{p_k^2 + q_k^2} \quad (18)$$

$$\Phi_k = \tan^{-1} \frac{q_k}{p_k} \quad (19)$$

주어진 특정의  $\Omega$ 에 대하여 이상의 방법으로  $\{p\}$ ,  $\{q\}$ 를 계산한다.  $\Omega$ 를 여러 가지로 변화시켜  $\{D\}$ 를 구하므로 계의 주파수응답을 알 수가 있다.

## 3.2 경계 조건 및 고유진동수 비교

### 3.2.1 구속 경계조건

해석은 총 3가지 모델을 구현하였으며, 초기모델(Initial model)은 실제 시험을 진행했던 유압공급장치의 유압탱크를 구현한 경우, 1차 보강모델(Frist reinforcement model)은 유압탱크 측면과 하부의 진동을 감소시키기 위하여 보강재를 2방향으로 보강한 경우, 2차 보강모델(Second reinforcement model)은 보강이 없는 중앙부에서 발생하는 진동을 감소시키기 위하여 4방향에 대하여 추가 보강을 진행한 경우 이렇게 총 3가지 경우를 모달해석 및 조화해석을 수행하였다. 해석 수행을 위한 유한요소모델과 해석을 위한 경계조건으로 스프링구속을 적용하였으며, 탄성마운트 제조사에서 제공한 강성계수와 감쇠계수를 적용하였고, 모터 및 펌프, 차압기는 집중질량계를 사용하였으며 Table 5에 나타내었다.

Table 5 Material property

Item	Value		
SS400	Density ( $\text{kg/m}^3$ )	7860	
	Poisson's ratio	0.26	
Spring	Stiffness (N/mm)	vertical	285
		horizontal	313.5
	Damping	0.05	
Motor	Mass (kg)	450	
Pump	Mass (kg)	31.8	
Accumulator	Mass (kg)	200	

### 3.2.2 조화해석 경계조건

조화해석에서는 모터 및 펌프의 가진력 5 N을 X축, Y축, Z축에 각각 조화하중으로 인가하였고, 5N 하중 선정 배경은 실제 모터와 펌프의 질량과 실제 진동측정 시험에서 얻어진 1X 성분 20 Hz에서의 최대 가속도와 질량을 곱하여 하중을 산출하였으며 그 결과를 10 Hz에서 750 Hz 구간에서 분해능 10 Hz 간격으로 주파수 응답을 탄성마운트 상단 측정위치 1에서 측정위치 9까지 3방향에 대하여 가속도( $m/s^2$ )를 도출하고자 한다.

### 3.2.3 고유진동수 비교

감쇠가 없는 자유진동에서의 스프링과 질량계 모델의 고유진동수(natural frequency)를 구하여 유한요소모델의 모달해석 결과와 비교하였으며, 스프링과 질량계 모델의 결과 값과 모달해석 결과 값을 Table 6에 정리하였다. 결과를 비교해보면 스프링 질량계 모델의 고유진동수 인근에서 3가지 모델 모두 고유진동수가 존재함을 알 수 있다.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (20)$$

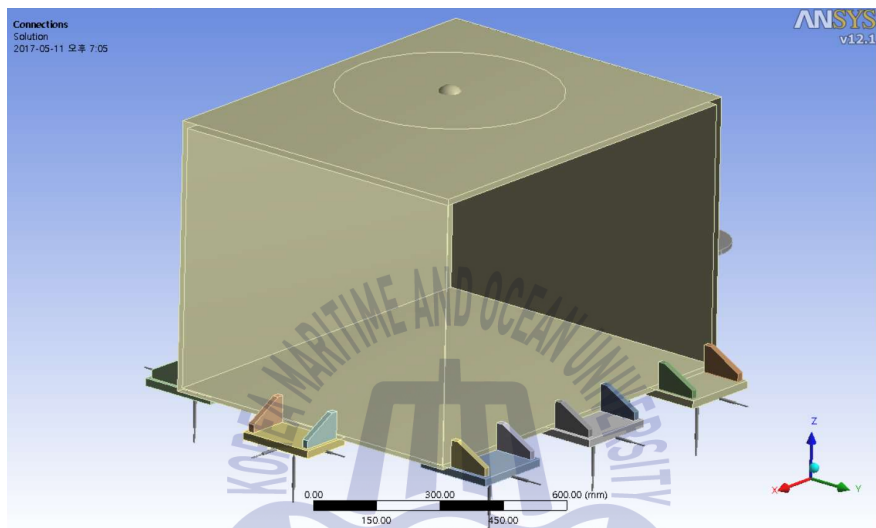
Table 6 Natural frequency of spring-mass model

Model	Value of result (Hz)		
	X axis	Y axis	Z axis
Natural frequency of Spring-mass model	7.1	7.1	6.8
FE model modal frequency	Initial model	Frist reinforcement model	Second reinforcement model
	7.5	7.4	7.3

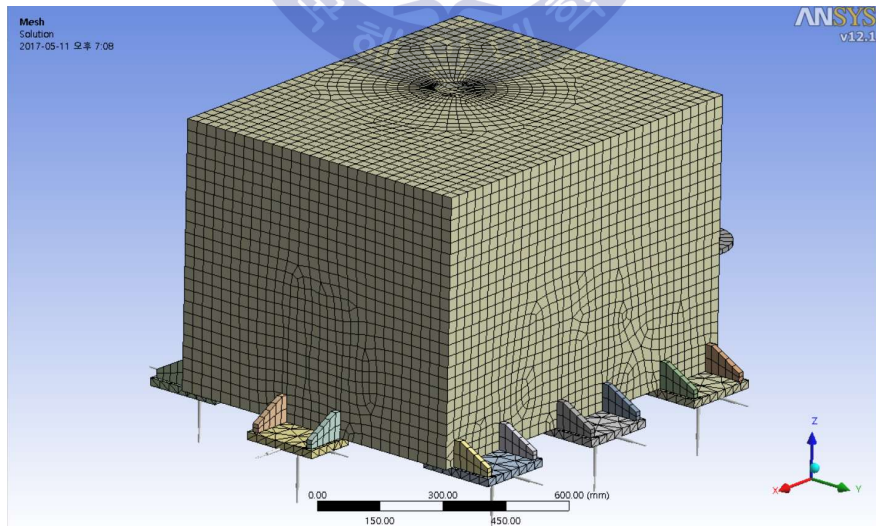
### 3.3 초기 모델의 유한요소해석

#### 3.3.1 해석 모델

설계 변경을 수행하기 전에 유압탱크의 고체소음 특성을 분석하고자 한다. Fig. 10 은 모달해석 및 조화해석을 위한 초기 모델의 3D 모델링을 나타내고 있다.



(a) Modeling



(b) mesh

Fig. 10 FE modeling and mesh(Initial model)

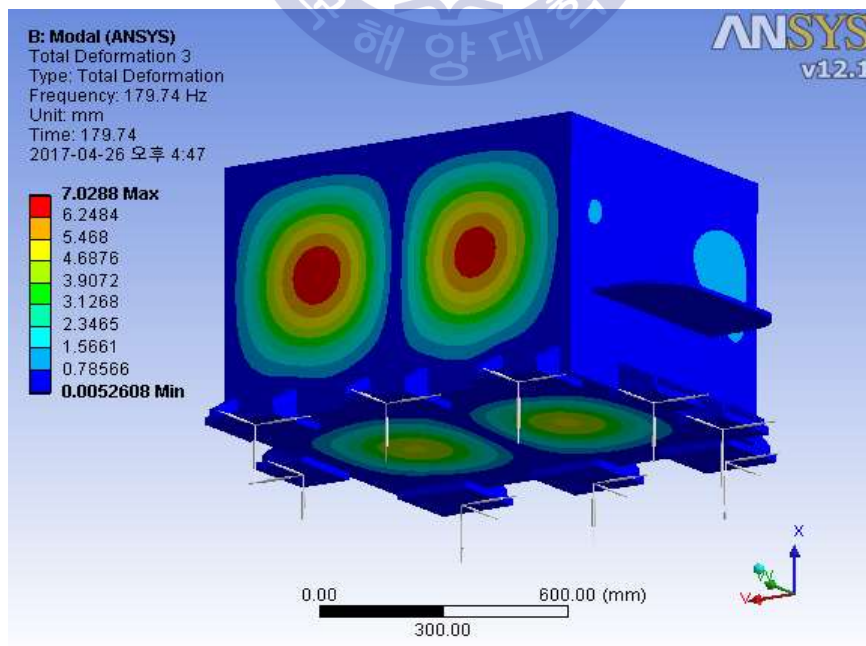


**Table 7** Comparison of major frequency(Initial model)

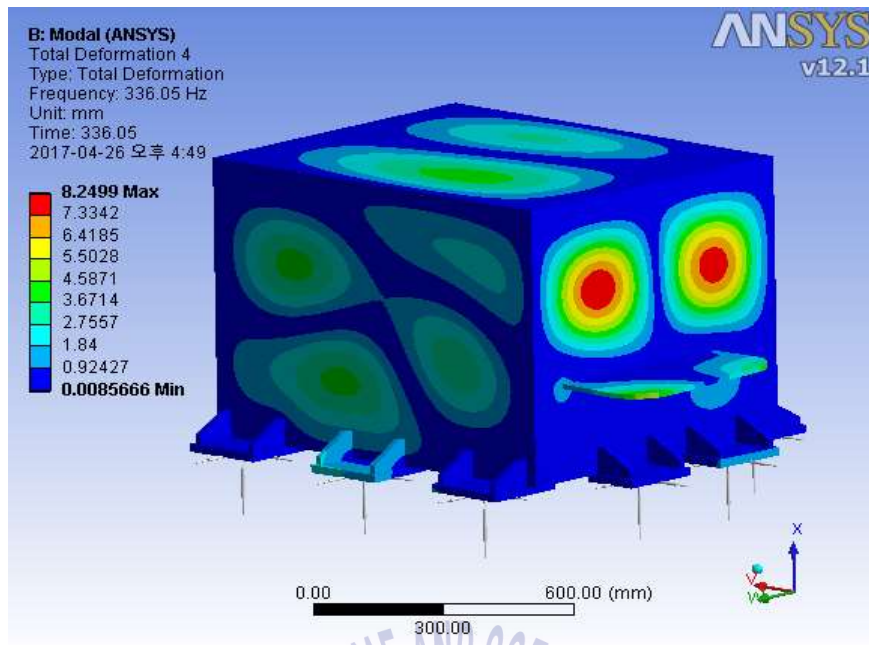
Major frequency of test model		Frequency of FE model	
No	Frequency (Hz)	No	Frequency (Hz)
1	180	1	179.7
2	339	2	336.0
3	359	3	357.3
		4	361.3
4	539	5	550.0
5	719	6	723.7

### 3.3.2 모달해석 결과

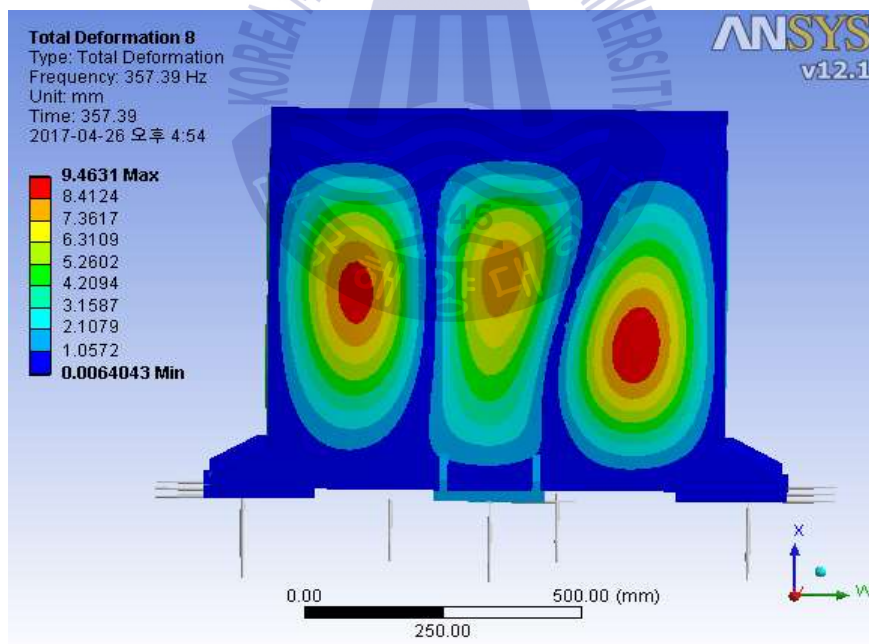
고체소음시험에서 얻어진 주요한 주파수와 모달해석에서 얻어진 고유진동수를 **Table 7**에서 비교하였다. 해석 결과 초기의 기존 유압탱크의 경우 고체소음시험에서 얻어진 주요한 주파수 인근에 6개의 고유진동수가 발견되었고, 유압탱크 전면부, 후면부, 측면부, 바닥부 모두가 주요한 주파수 부근에서 상대적으로 취약함을 알 수 있다.



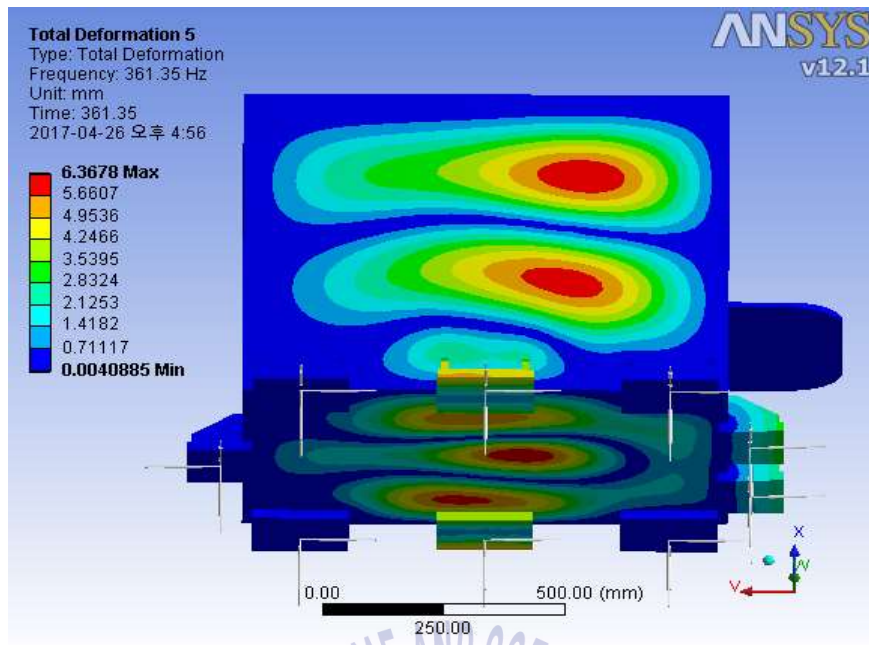
(a) 179.7 Hz



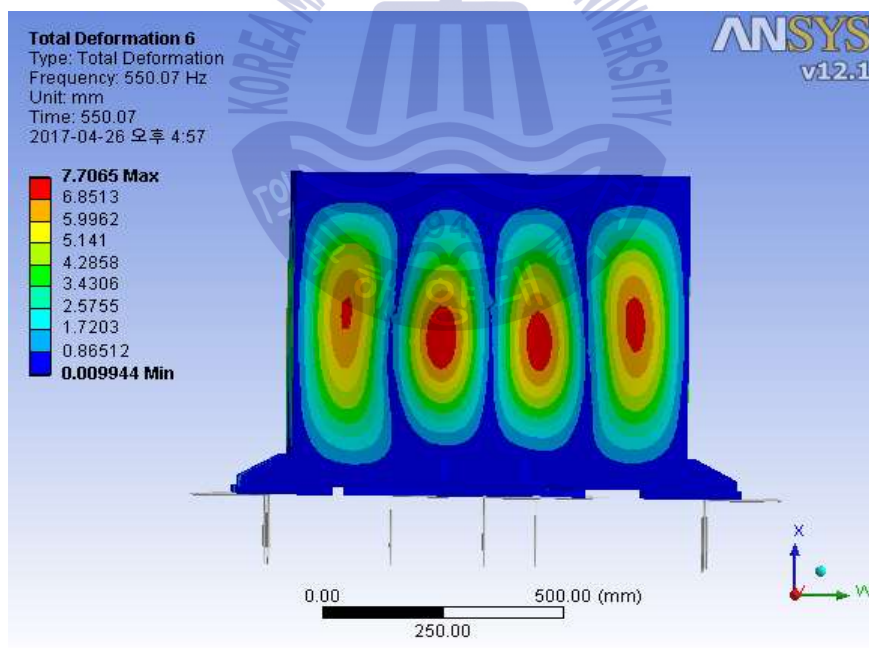
(b) 336.0 Hz



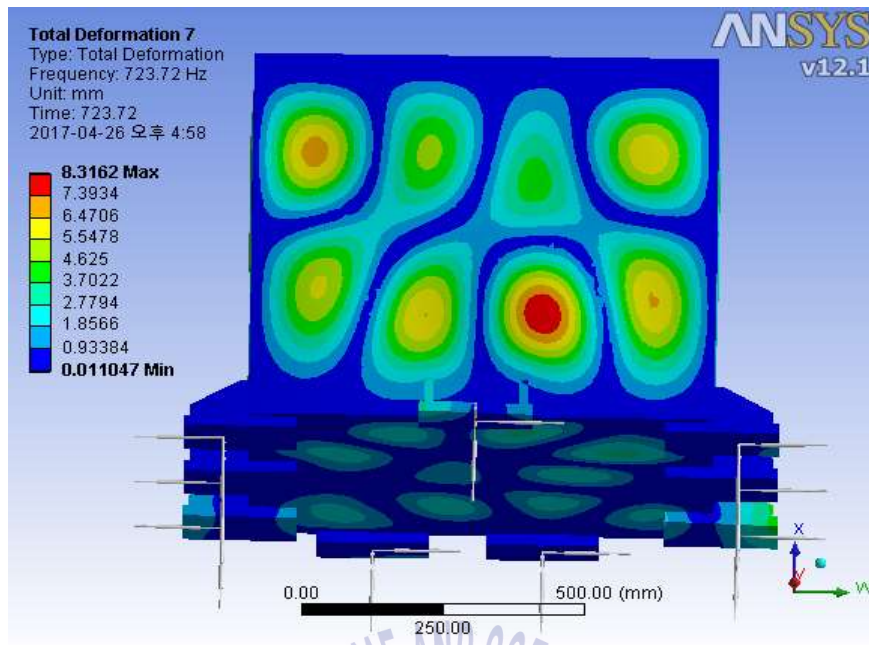
(c) 357.3 Hz



(d) 361.3 Hz



(e) 550.0 Hz

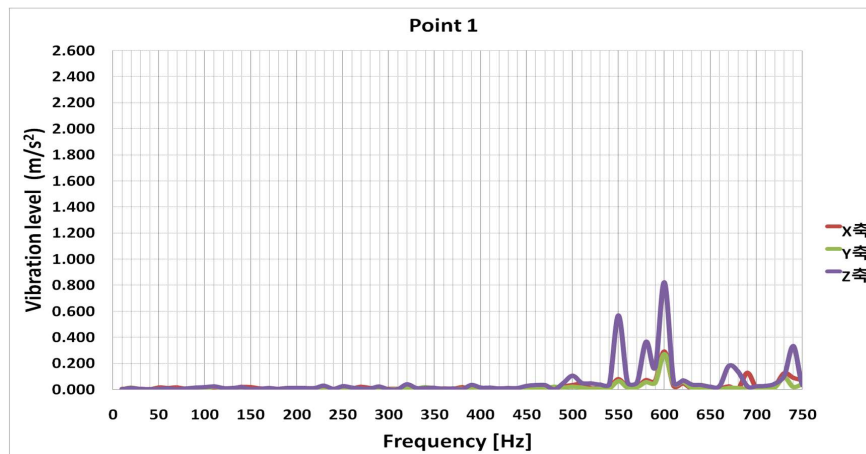


(f) 723.7 Hz

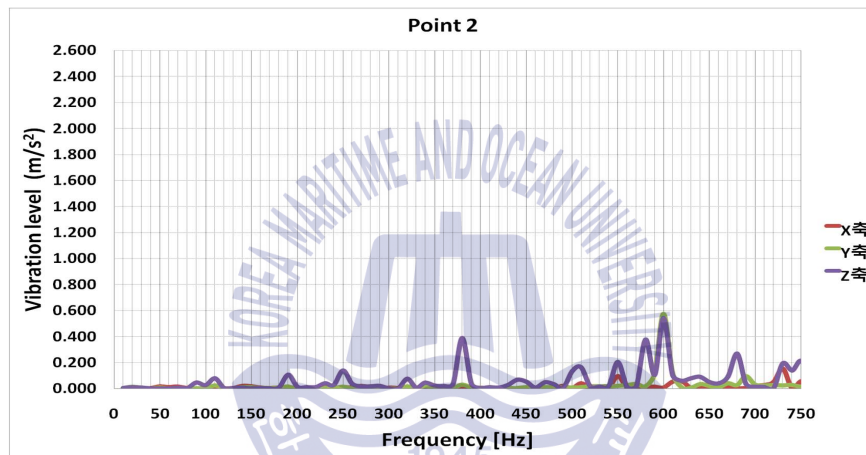
Fig. 11 Mode shape of modal analysis(Initial model)

### 3.3.3 조화해석 결과

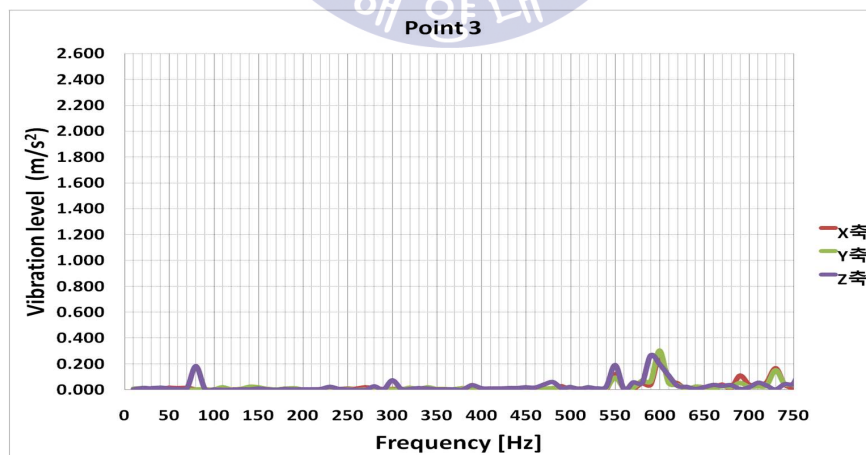
3.2.2의 조화하중 경계조건을 적용하였으며 조화해석 결과를 Fig. 12, Fig. 13에 나타내었고, 380 Hz, 550 Hz, 598 Hz, 689 Hz, 732 Hz, 738 Hz에서 가속도 레벨이 높았다. 실제 고체소음시험에서의 주요한 주파수대역(300 Hz ~ 500 Hz)인근에서 가속도 레벨이 높은 결과를 확인할 수 있으며, 가속도 레벨 중 측정위치 4의 경우 380 Hz에서 상하방향으로 가속도 레벨이 높게 발생하였고, 모드형상을 살펴보면 차압기가 설치되는 바로 아래 측정위치 4, 측정위치 5의 위치에서 상대적으로 취약한 부분을 발견되었다. 550 Hz의 경우 유압탱크 측면부 전체적으로 보강이 필요함을 알 수 있었으며, 598 Hz, 689 Hz, 732 Hz, 738 Hz의 경우 바닥부와 전면부 후면부가 상대적으로 취약함을 알 수 있다.



(a) Point 1

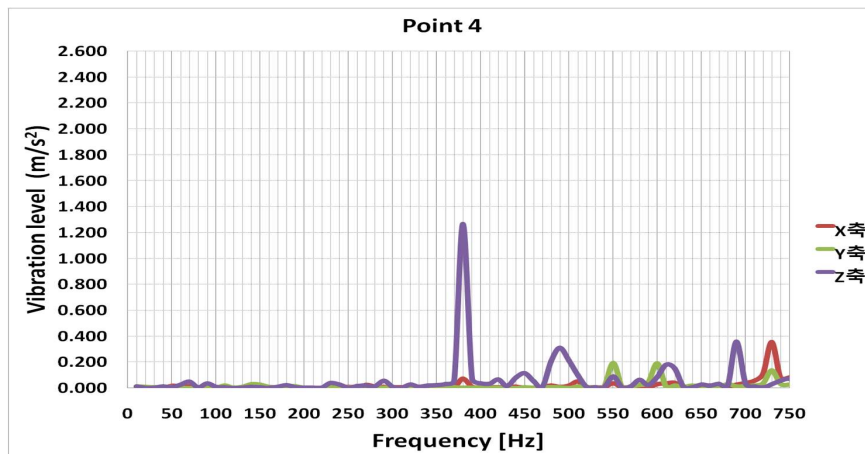


(b) Point 2

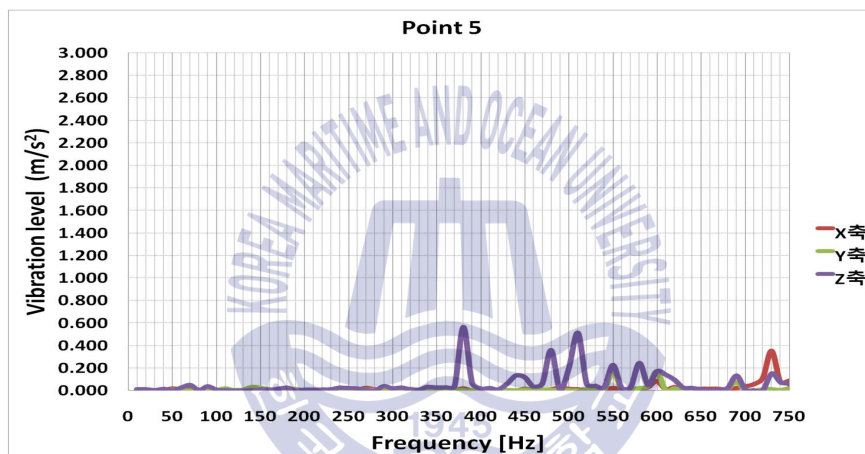


(c) Point 3

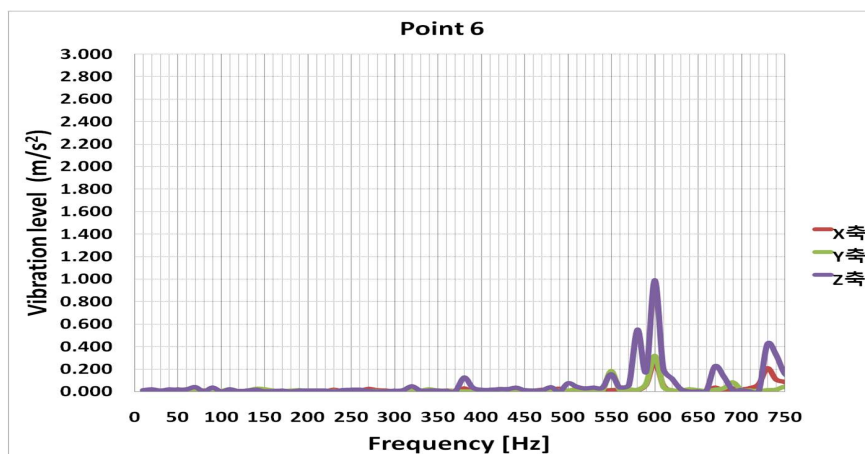




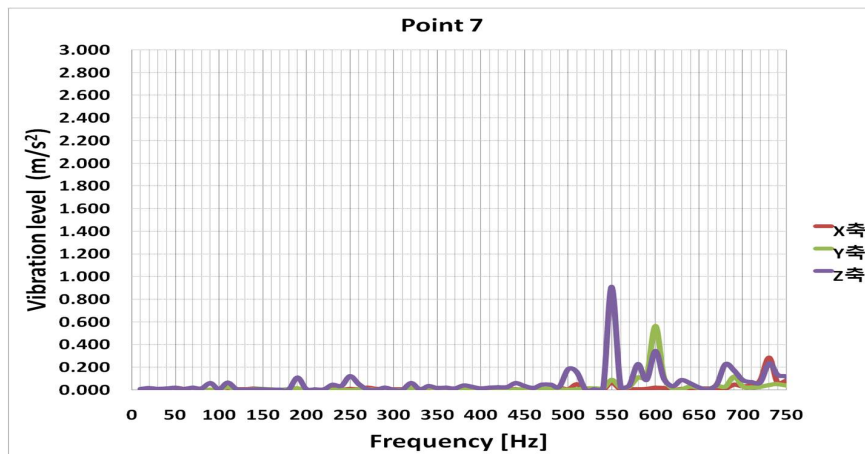
(d) Point 4



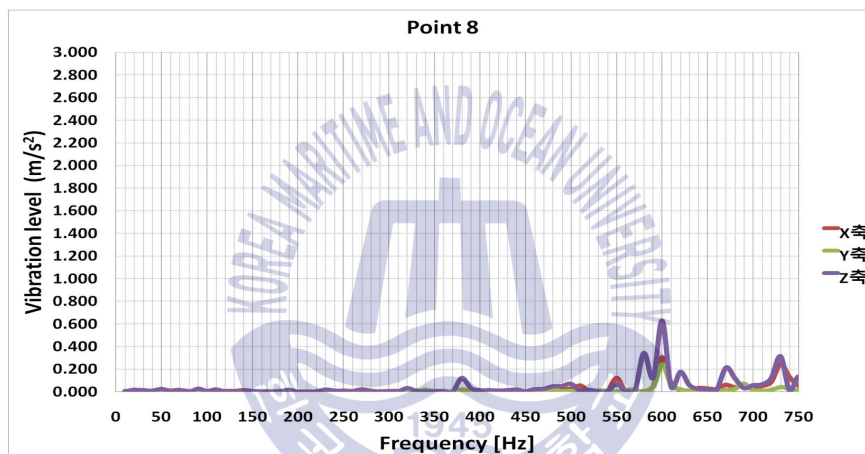
(e) Point 5



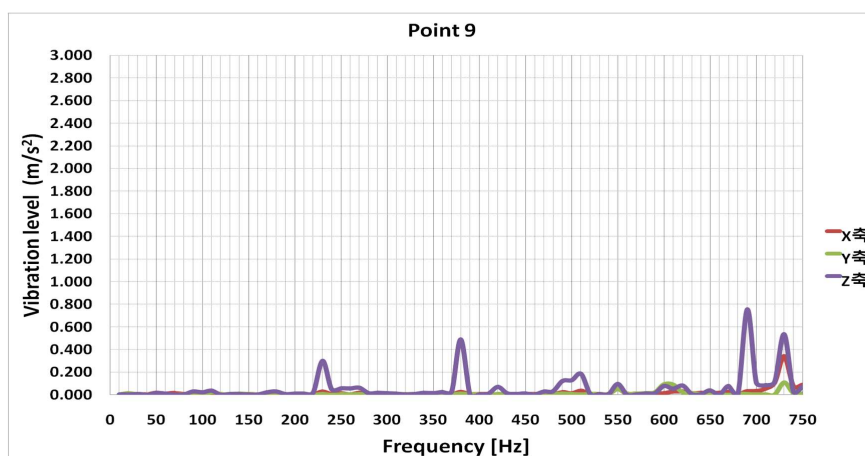
(f) Point 6



(g) Point 7

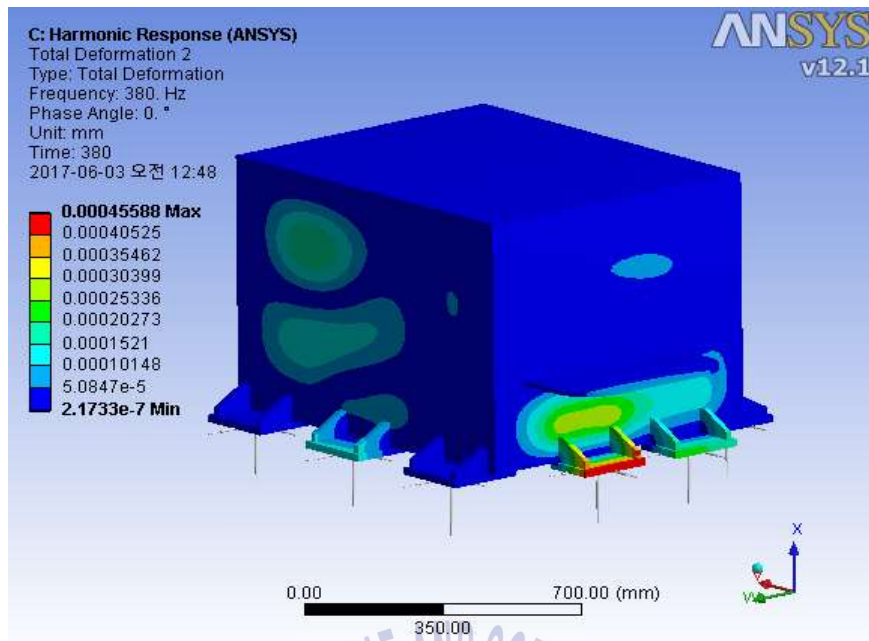


(h) Point 8

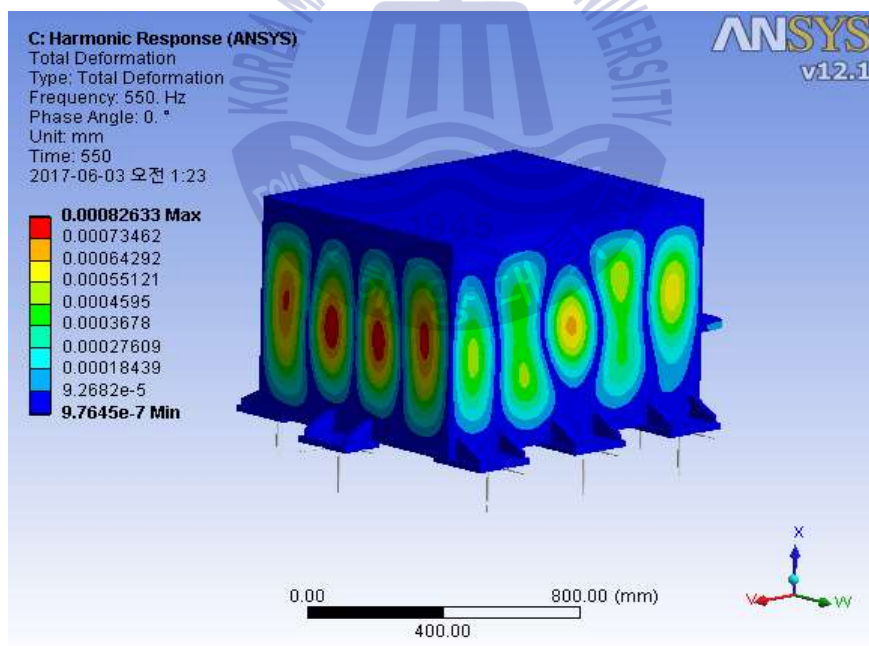


(i) Point 9

Fig. 12 Result of harmonic analysis(Initial model)

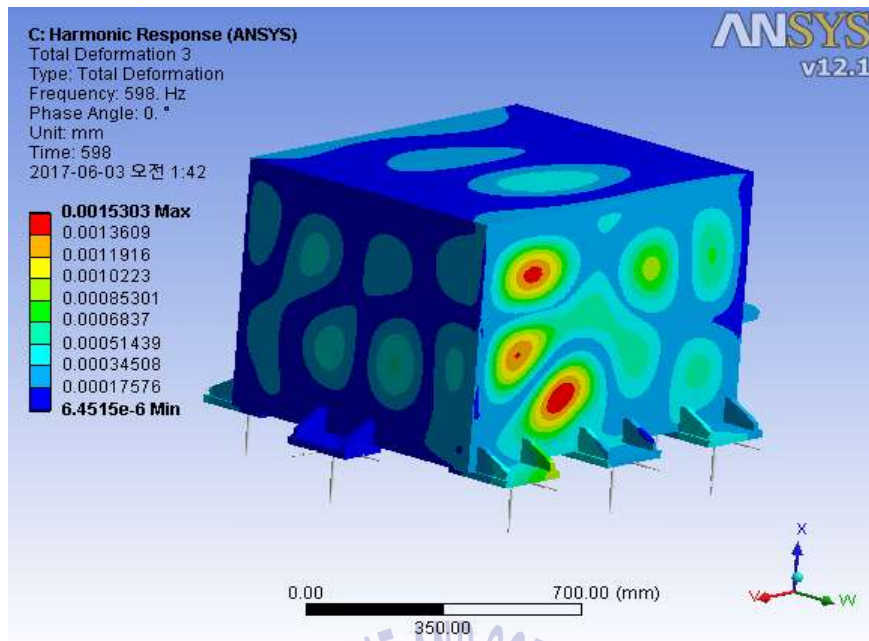


(a) Point 2, 4, 5, 9 (380 Hz)

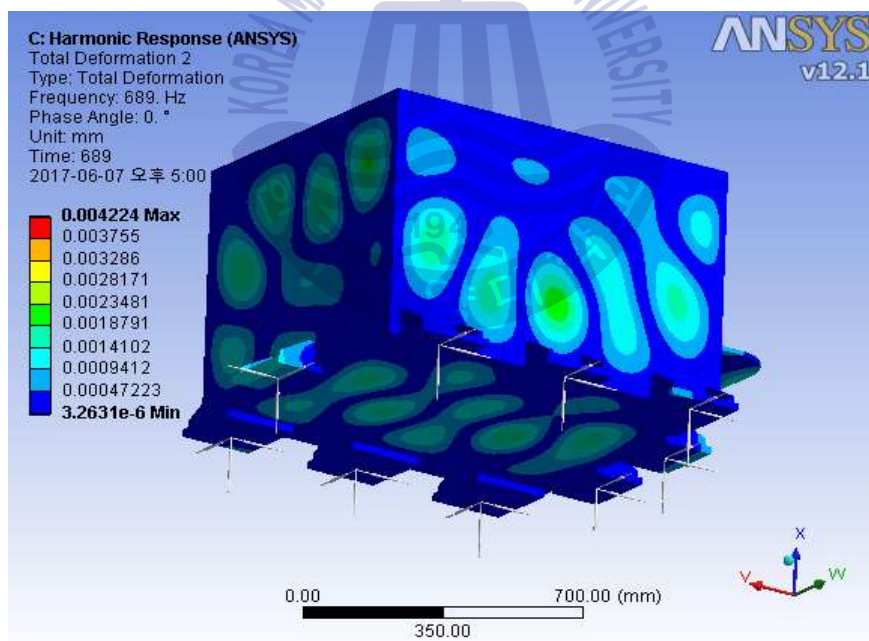


(b) Point 1, 7 (550 Hz)

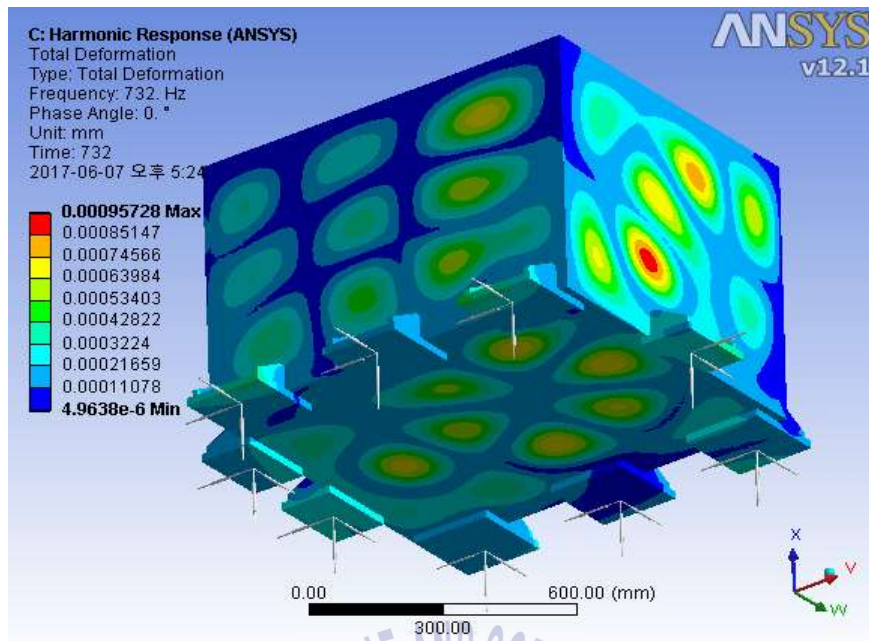




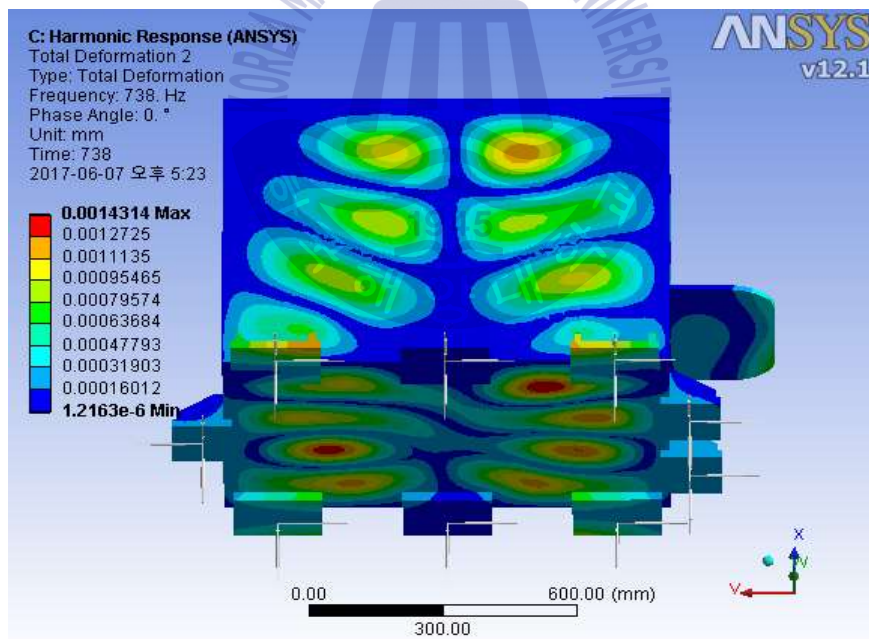
(c) Point 1, 7 (598 Hz)



(d) Point 4, 9 (689 Hz)



(e) Point 1, 4, 5, 6, 7, 8, 9 (732 Hz)



(f) Point 1, 4, 5, 6, 7, 8, 9 (738 Hz)

Fig. 13 Total deformation by harmonic analysis(Initial model)

### 3.4 1차 보강모델의 유한요소해석

#### 3.4.1 해석 모델

Fig 14는 1차 보강을 진행한 3D 모델링을 나타내고 있으며, 초기 모델에서 발견된 취약점을 보강하기 위하여 10 mm 두께의 보강재를 유압탱크 내부 전면부, 후면부, 측면부, 바닥부에 각각 보강하여 고체소음 특성을 분석하고자 한다.

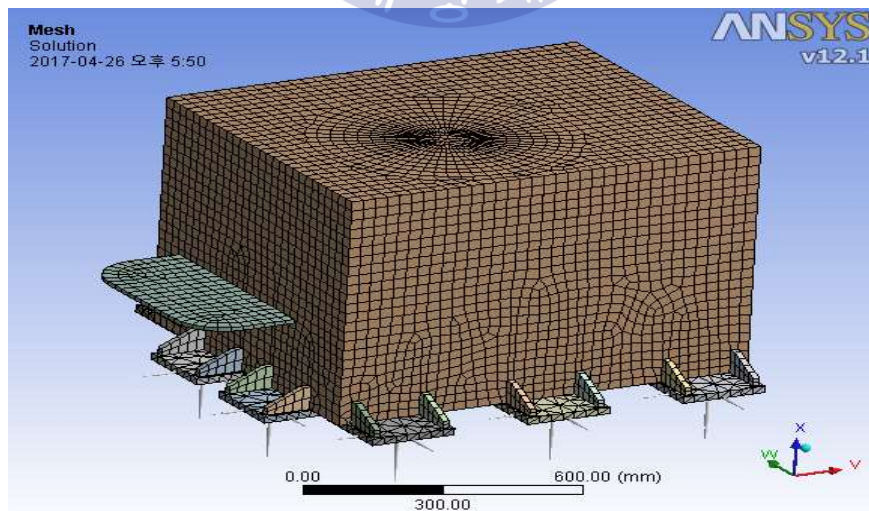
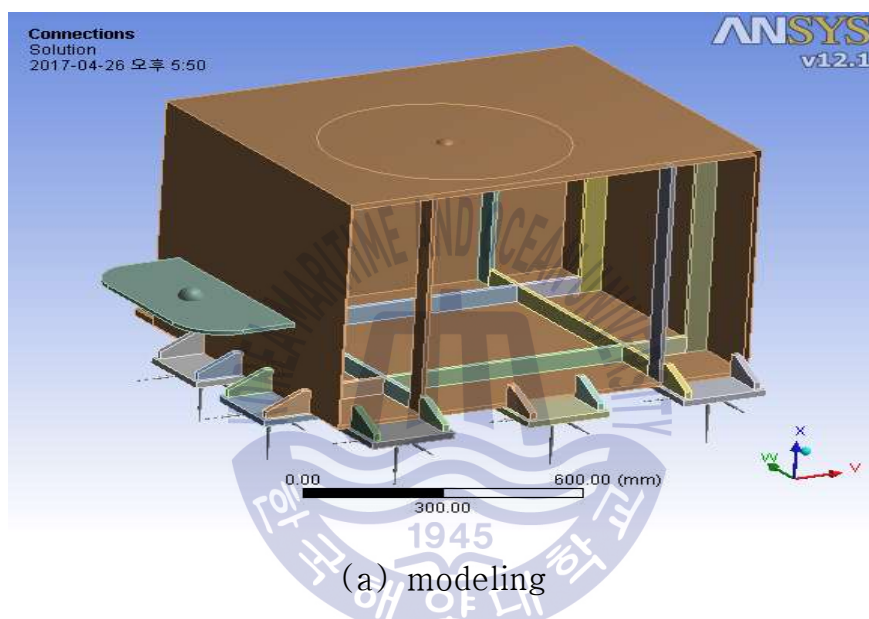


Fig. 14 FE modeling and mesh(Frist reinforcement model)

**Table 8** Result of modal frequency(Frist reinforcement model)

No	Frequency (Hz)	No	Frequency (Hz)
1	4.1	15	265.3
2	4.3	16	279.9
3	7.4	17	298.0
4	11.3	18	299.9
5	13.7	19	304.3
6	17.3	20	310.9
7	46.8	21	313.2
8	79.5	22	325.0
9	114.0	23	338.8
10	152.5	24	347.8
11	156.7	25	374.1
12	177.1	26	385.4
13	186.2	27	391.0
14	233.1	28	458.0
29	464.4	44	592.8
30	468.0	45	598.8
31	477.3	46	613.7
32	477.7	47	627.5
33	484.4	48	645.1
34	500.6	49	652.5
35	505.7	50	655.7
36	514.1	51	675.5
37	516.7	52	680.4
38	523.7	53	688.1
39	533.7	54	710.8
40	549.6	55	723.3
41	556.9	56	726.6
42	572.5	57	744.8
43	583.6		

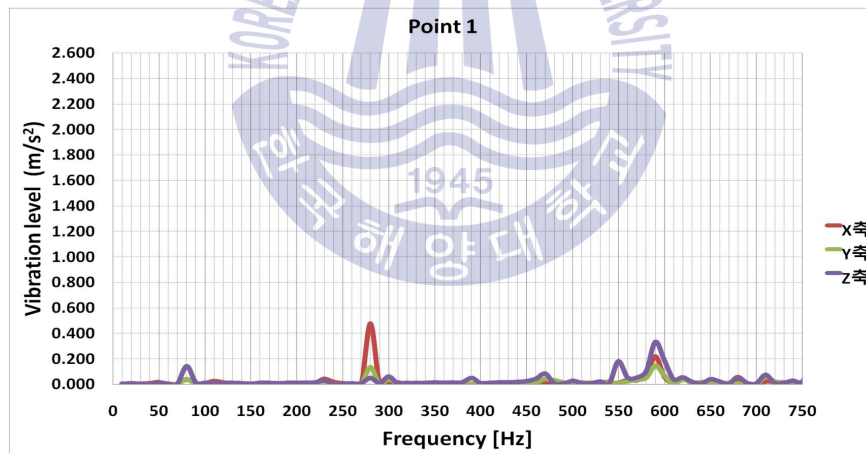
### 3.4.2 모달해석 결과

Table 8은 1차 보강모델의 모달해석 결과이며 고체소음시험에서 얻어진 주요한 주파수 인근 주파수를 비교하여 나타내었다. 비교 결과 초기모델의 경우 6개의 주파수가 시험에서 얻어진 주요한 주파수 인근에 존재하였으나 1차 보강모델의 경우 5개의 주파수만 존재함을 확인하였으며 조화해석의 주파수응답 범위를 설정 인자로 사용하였다.

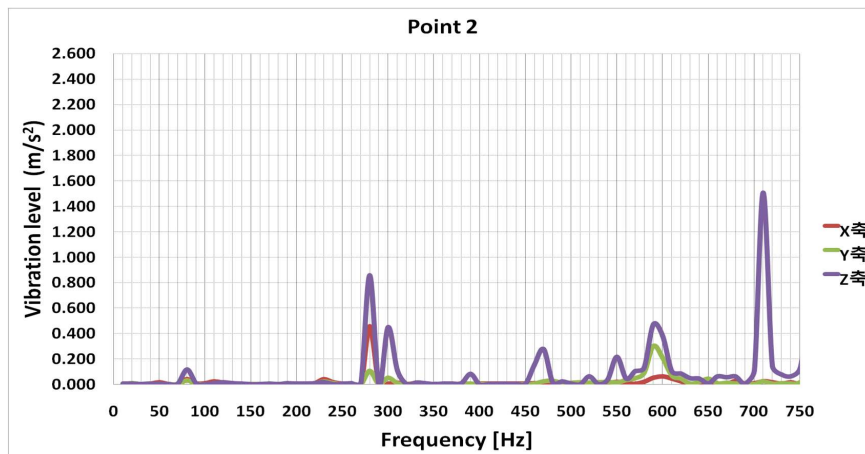


### 3.4.3 조화해석 결과

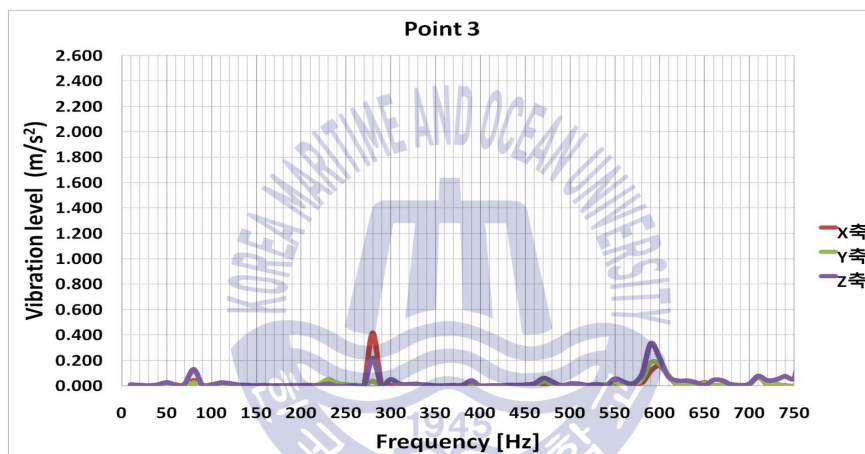
3.2.2의 조화하중 경계조건을 적용하였으며 조화해석 결과를 Fig. 15, Fig. 16에 나타내었고, 280 Hz, 298 Hz, 299 Hz, 300 Hz, 593 Hz, 599 Hz, 614 Hz, 711 Hz에서 가속도 레벨이 높은 것을 확인할 수 있다. 보강재 보강 후 초기모델의 조화해석 결과보다 가속도 레벨이 증가 하였고, 취약지점이 늘어났음을 확인할 수 있다. 가속도 레벨 중 측정위치 1에서 측정위치 9까지 전반적으로 가속도 레벨이 최고조가 되는 280 Hz, 298 Hz, 299 Hz, 300 Hz의 모드형상을 살펴보면 보강재가 없는 전면부, 후면부, 바닥부, 측면부 중앙이 상대적으로 매우 취약함을 알 수 있다. 593 Hz, 599 Hz, 614 Hz의 경우 모드형상을 살펴보면 초기 모델의 380 Hz에서 발견되었던 차압기가 설치되는 바로 아래 측정위치 4위치에서의 취약지점이 1차 보강 이후 593 Hz와 599 Hz, 614 Hz에서 발생하였음을 확인하였다. 마지막으로 711 Hz의 경우 보강이 되지 않은 바닥 중앙부가 상대적으로 취약함을 확인할 수 있다.



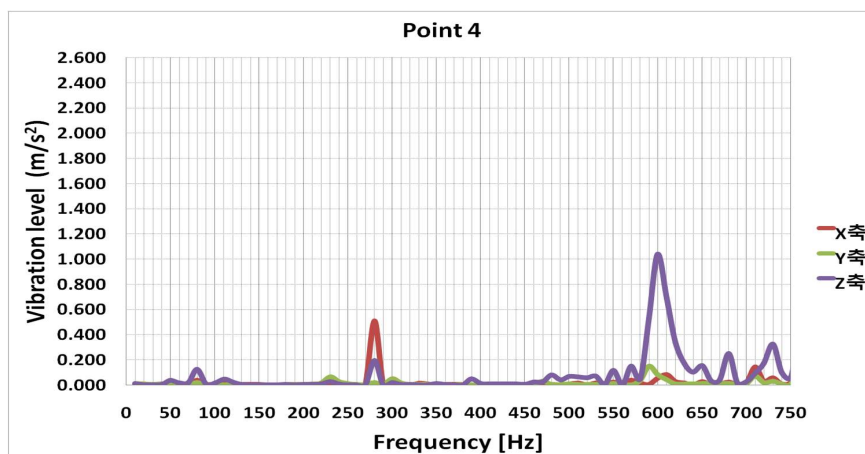
(a) Point 1



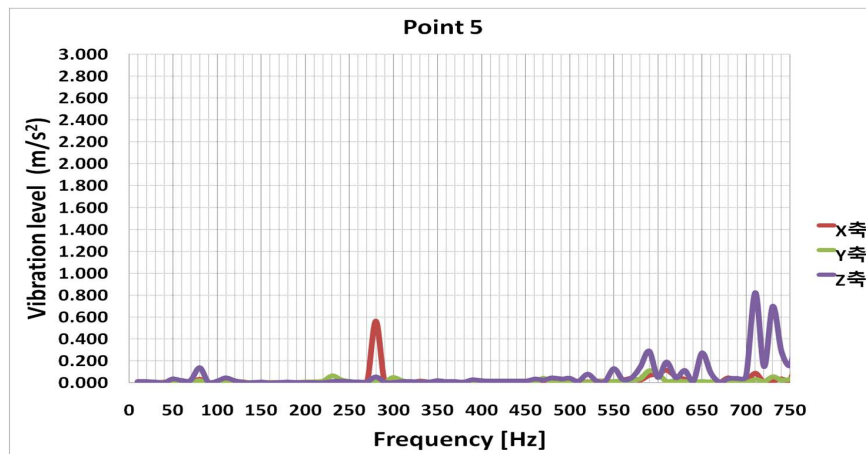
(b) Point 2



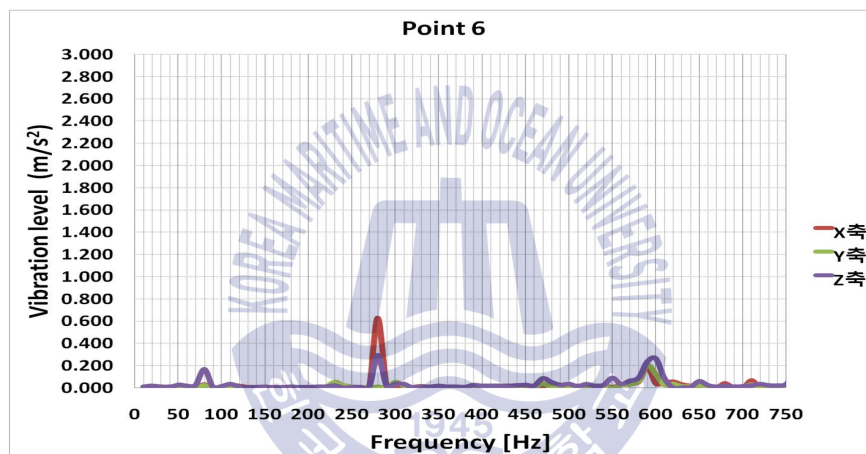
(c) Point 3



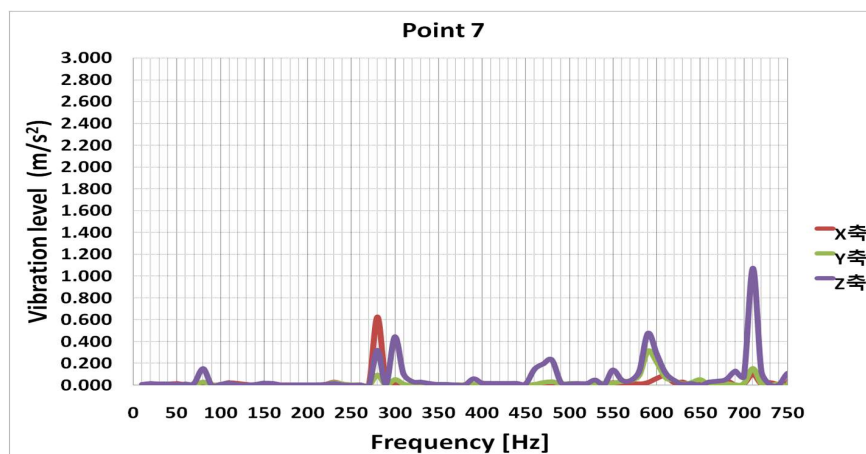
(d) Point 4



(e) Point 5

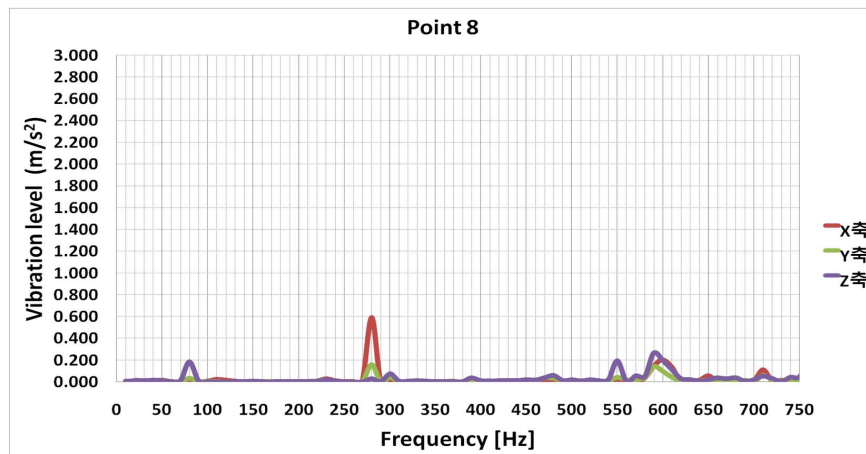


(f) Point 6

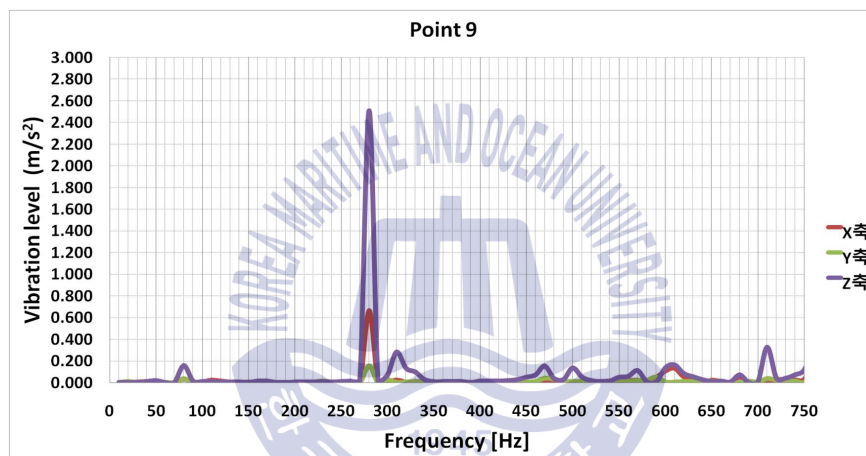


(g) Point 7



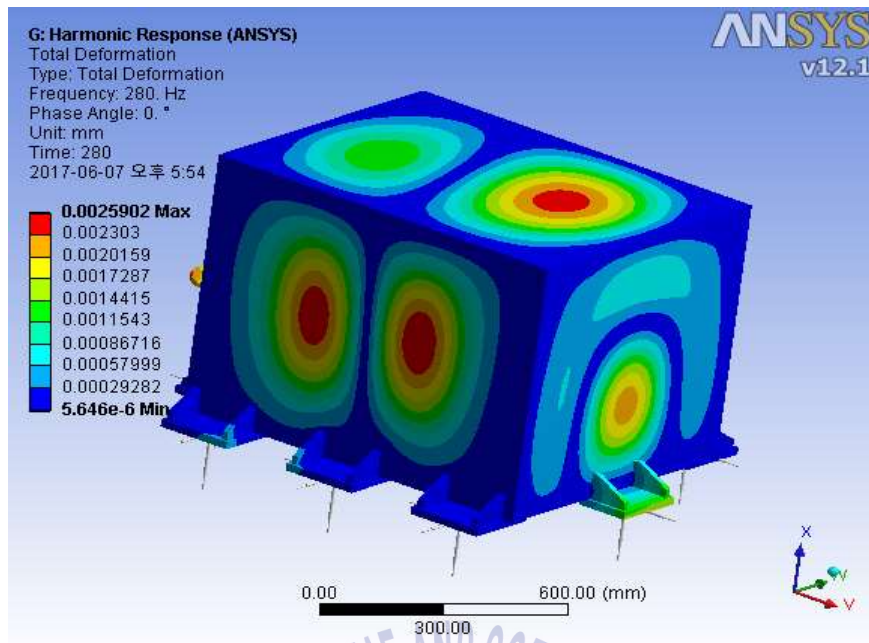


(h) Point 8

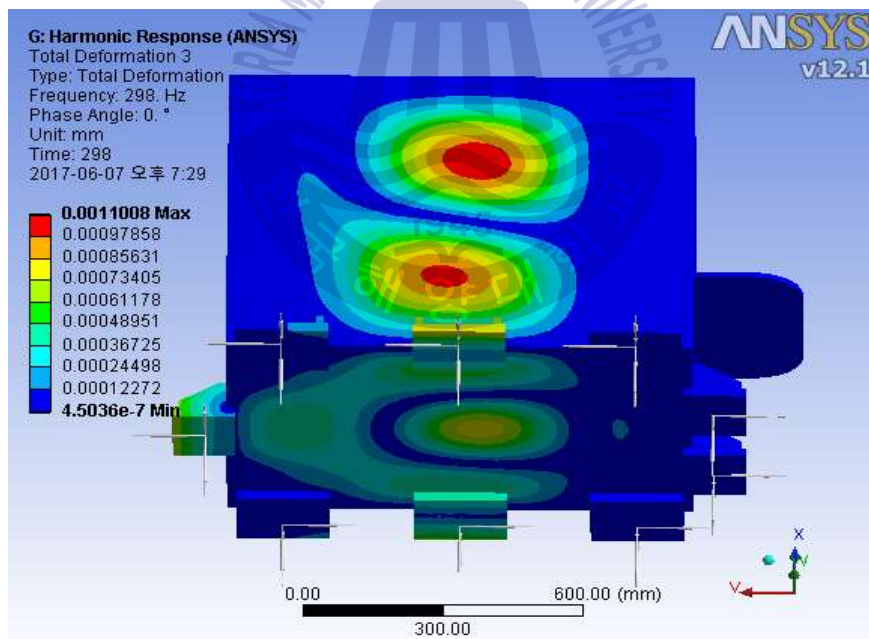


(i) Point 9

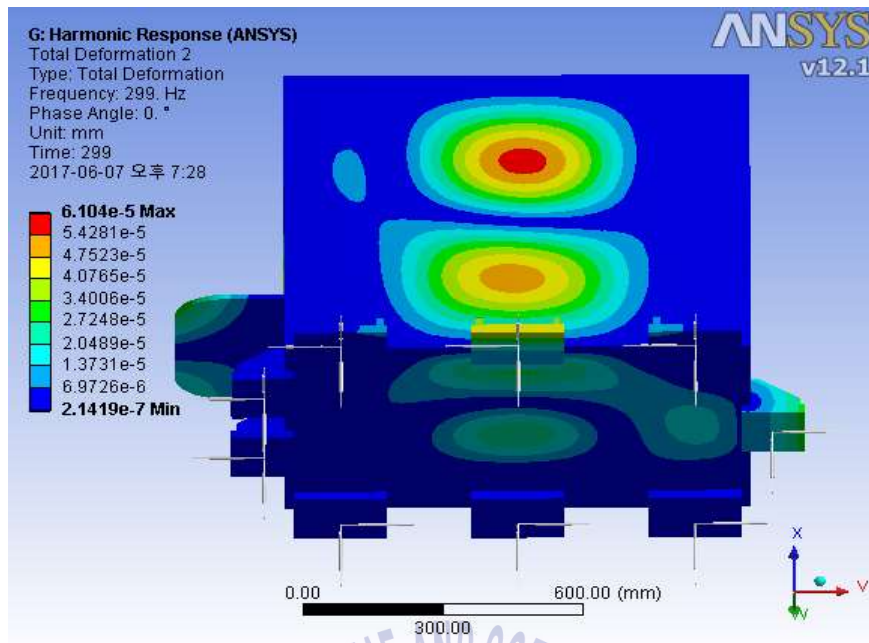
Fig. 15 Result of harmonic analysis(Frist reinforcement model)



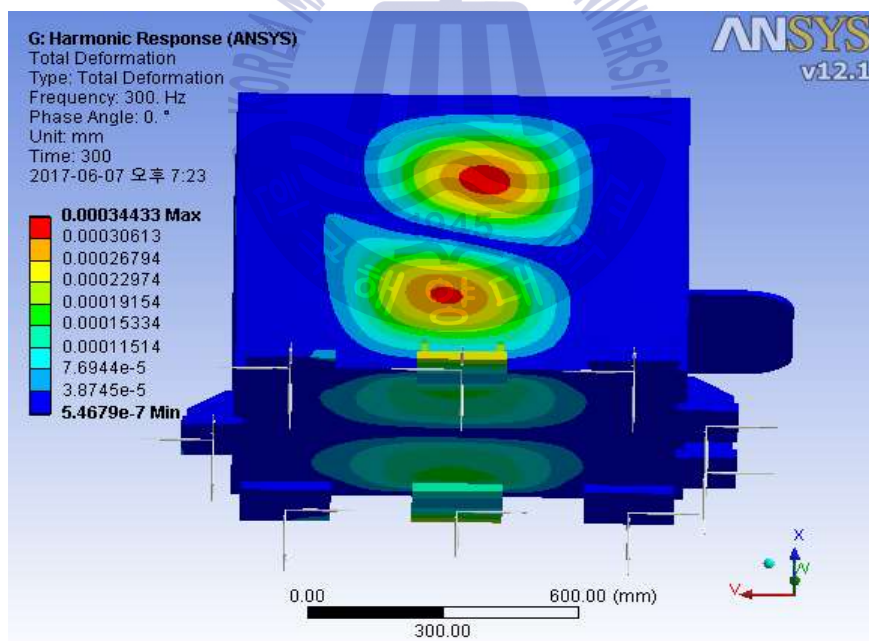
(a) Point 1~9 (280 Hz)



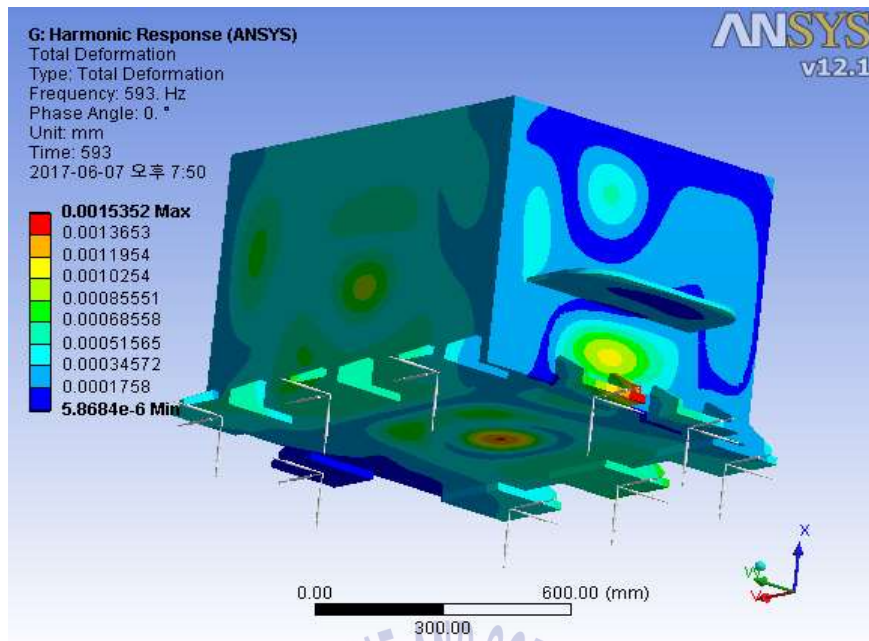
(b) Point 2, 7 (298 Hz)



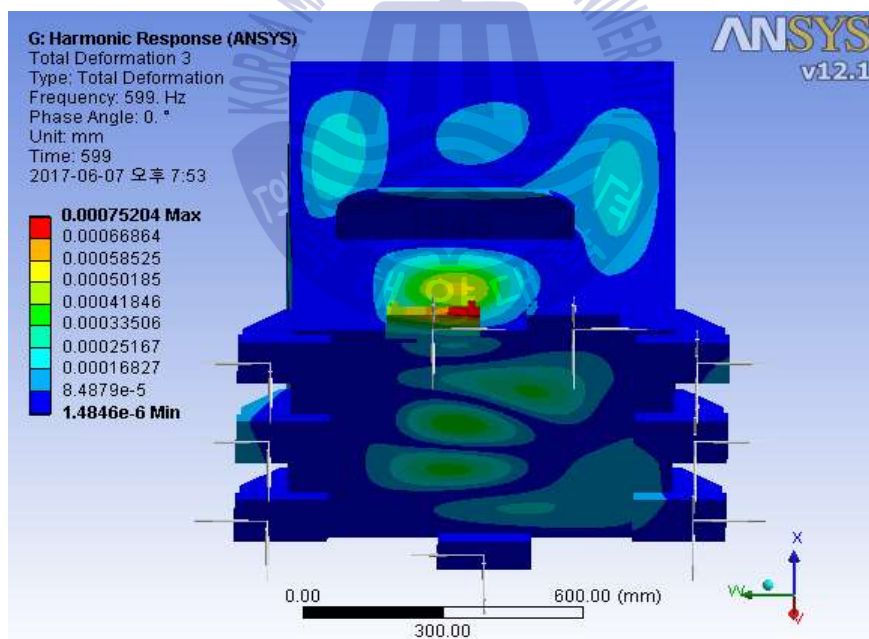
(c) Point 2, 7 (299 Hz)



(d) Point 2, 7 (300 Hz)

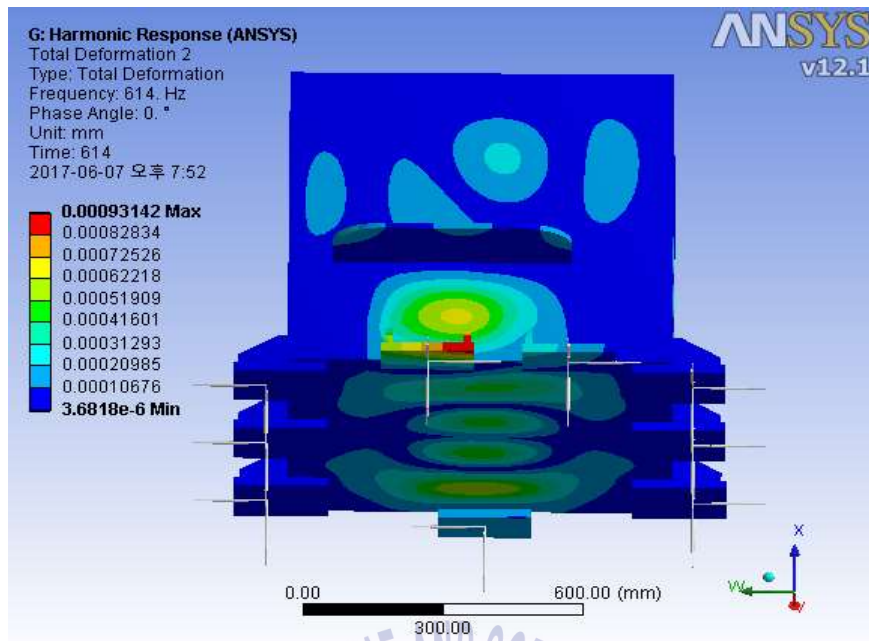


(e) Point 1, 2, 3, 7 (593 Hz)

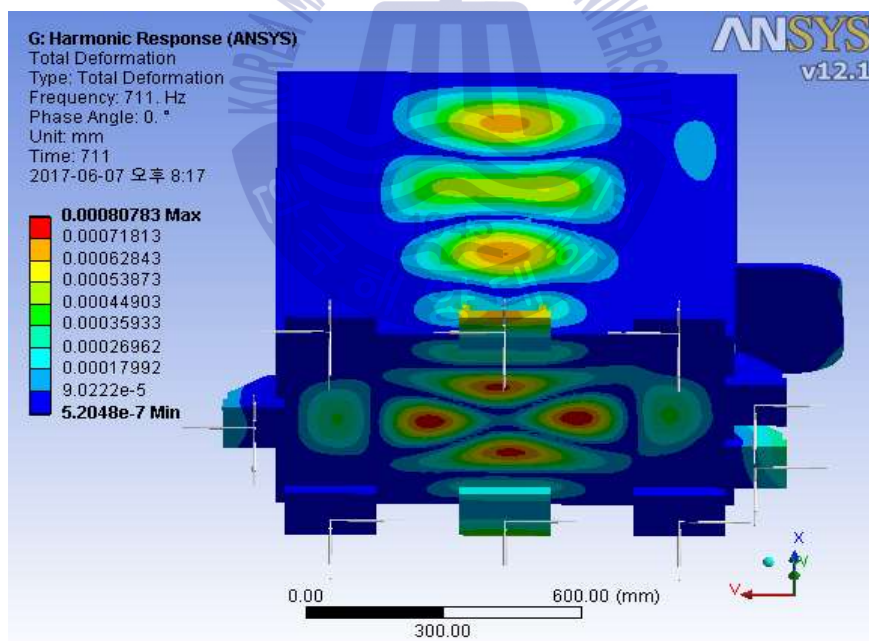


(f) Point 4, 6, 7 (599 Hz)

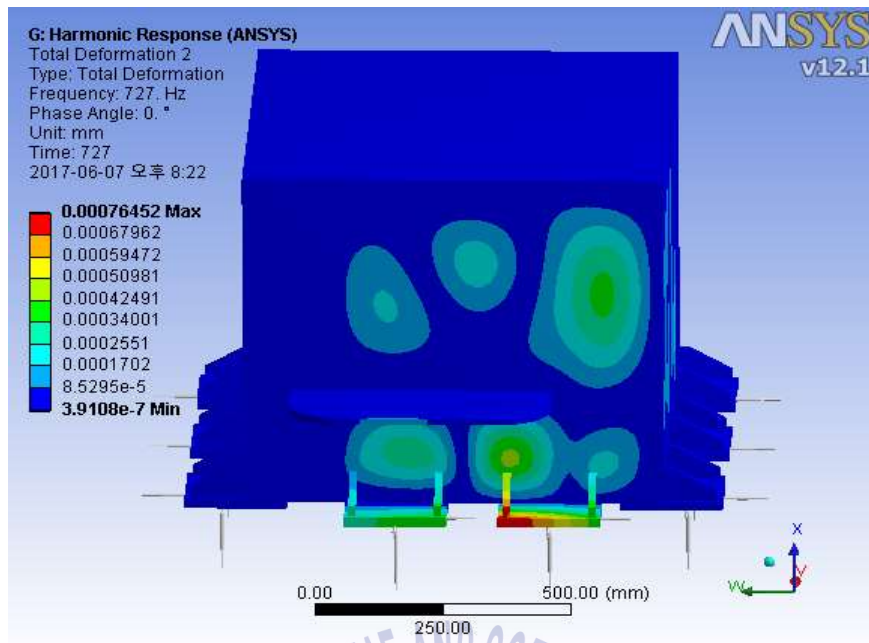




(g) Point 4, 6, 7 (614 Hz)

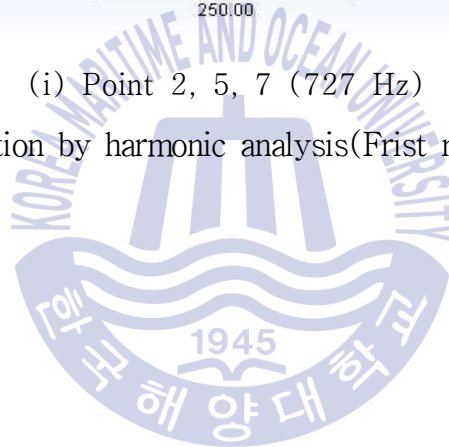


(h) Point 2, 5, 7 (711 Hz)



(i) Point 2, 5, 7 (727 Hz)

**Fig. 16** Total deformation by harmonic analysis(Frist reinforcement model)



### 3.5 2차 보강모델의 유한요소해석

#### 3.5.1 해석 모델

Fig 17는 최종 보강을 진행한 최종모델의 3D 모델링을 나타내고 있으며, 1차 보강모델에서 발견된 취약점을 보강하기 위하여 10 mm 두께의 보강재를 유압탱크 중앙 전면부, 후면부, 측면부, 바닥부에 각각 추가 보강하여 고체소음 특성을 분석하고자 한다.

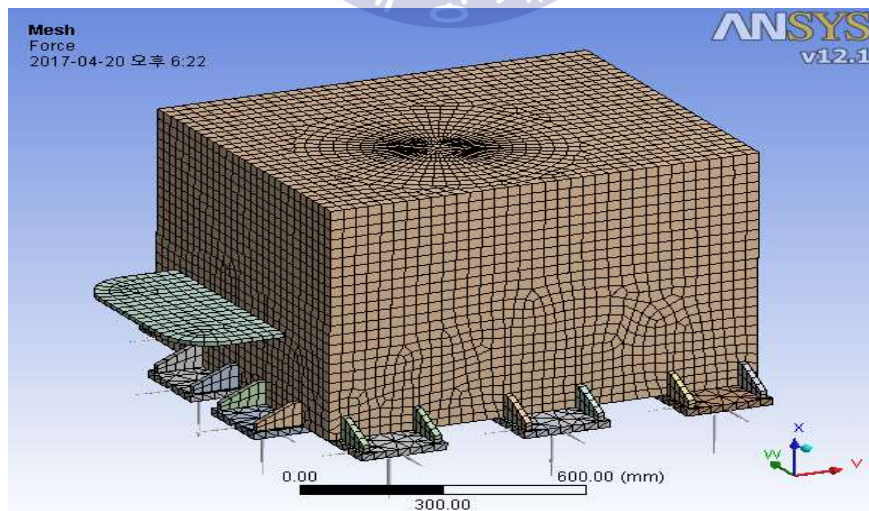
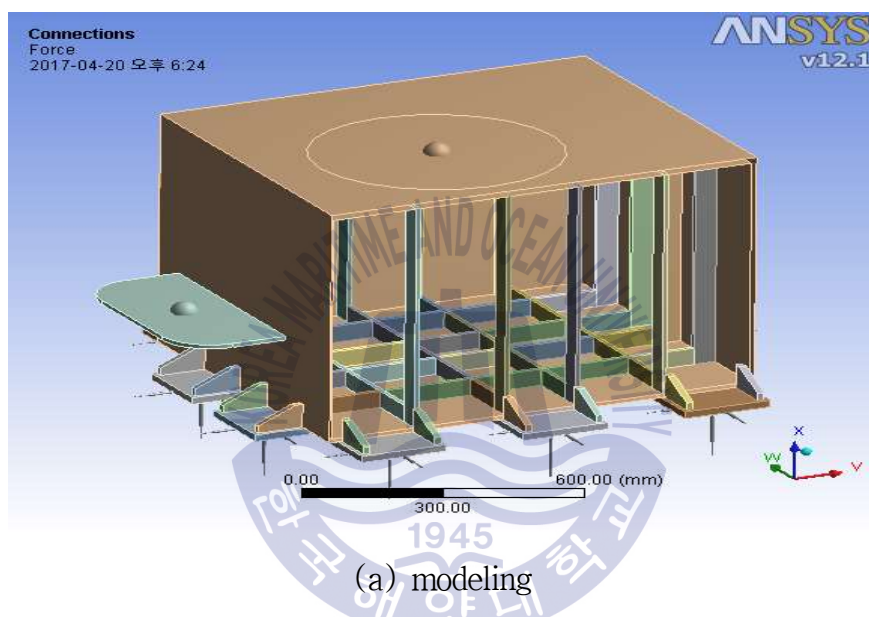


Fig. 17 FE modeling and mesh(Second reinforcement model)



**Table 9** Result of modal frequency(Second reinforcement model)

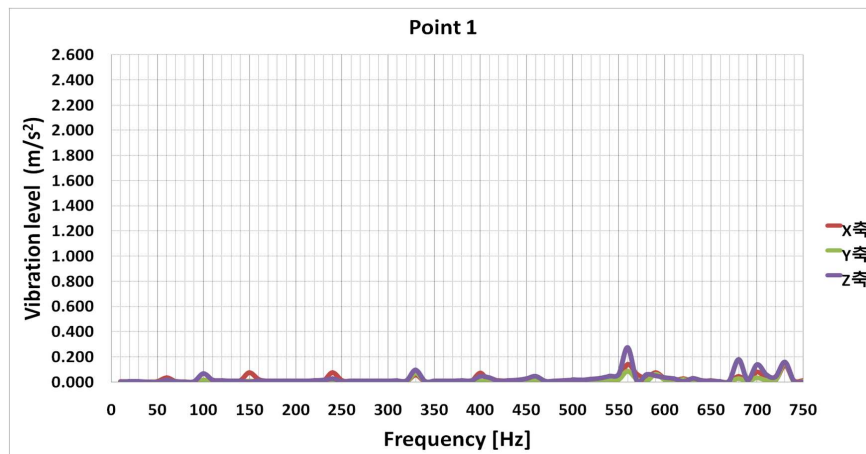
No	Frequency (Hz)	No	Frequency (Hz)
1	4.1	20	463.3
2	4.2	21	474.3
3	7.3	22	477.8
4	11.2	23	506.8
5	13.5	24	523.0
6	16.8	25	523.6
7	58.2	26	543.2
8	98.1	27	562.6
9	152.1	28	573.3
10	238.6	29	587.2
11	272.8	30	597.7
12	278.0	31	610.9
13	329.4	32	625.7
14	333.1	33	653.3
15	385.6	34	680.5
16	399.1	35	702.2
17	412.1	36	724.0
18	442.5	37	730.1
19	450.0	38	744.6

### 3.5.2 모달해석 결과

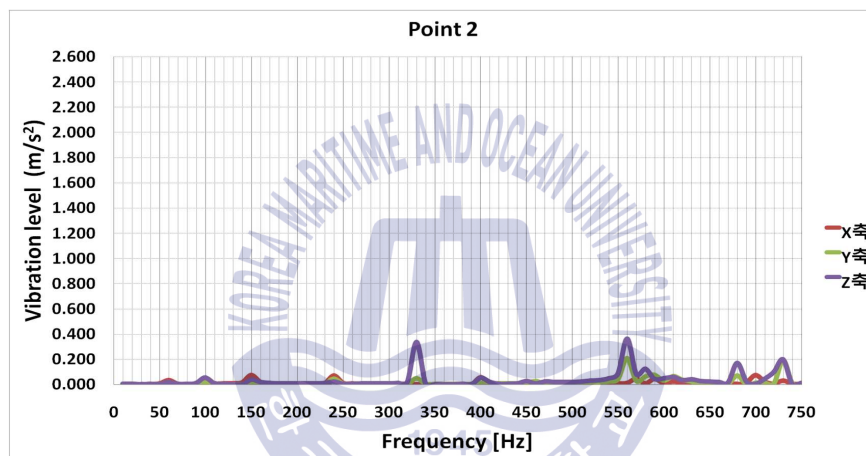
Table 9는 최종보강 모델의 모달해석 결과이며 고체소음시험에서 얻어진 주요한 주파수 인근 주파수를 비교하여 나타내었다. 비교 결과 1차 보강모델의 경우 5개의 주파수가 시험에서 얻어진 주요한 주파수 인근에 존재하였으나 최종모델의 경우 4개의 주파수만 존재함을 확인하였으며 조화해석의 주파수응답 범위를 설정 인자로 사용하였다.

### 3.5.3 조화해석 결과

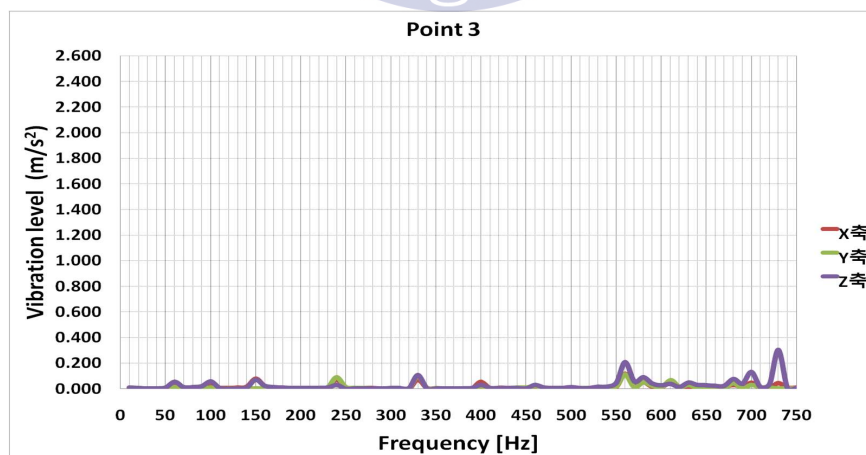
3.2.2의 조화하중 경계조건을 적용하였으며 최종 보강 이후의 조화해석 결과를 Fig. 18, Fig. 19에 나타내었고, 330 Hz, 562 Hz, 702 Hz, 724 Hz에서 가속도 레벨이 높은 것을 확인할 수 있으나 초기모델과 1차 보강 모델의 조화해석 결과보다 가속도 레벨이 줄어들었으며 취약지점 또한 줄어들었음을 확인할 수 있다. 1차 보강 모델에서 가속도 레벨이 최고조가 되었던 280 Hz, 298 Hz, 299 Hz, 300 Hz의 경우 2차 보강 이후 취약점이 사라졌고, 599 Hz와 614 Hz의 취약하였던 차압기 아래 부분의 취약점 또한 사라졌다.



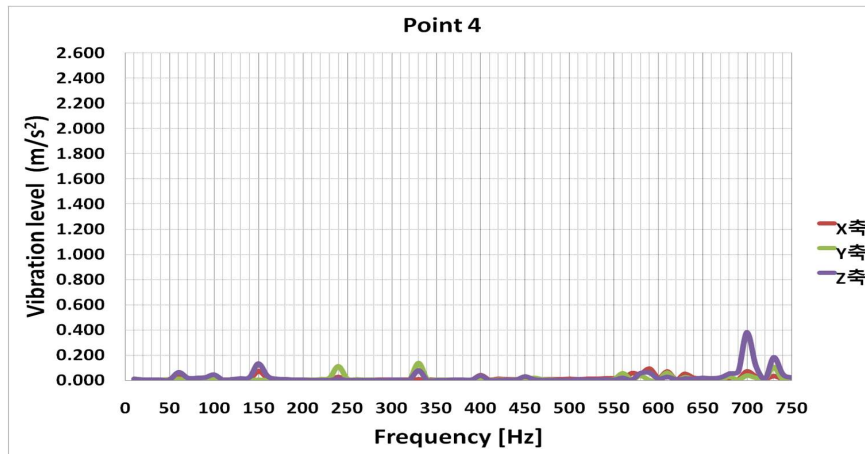
(a) Point 1



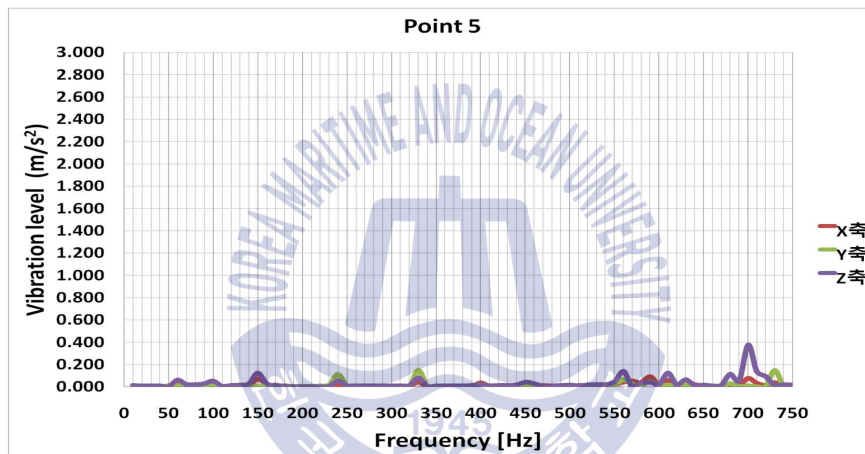
(b) Point 2



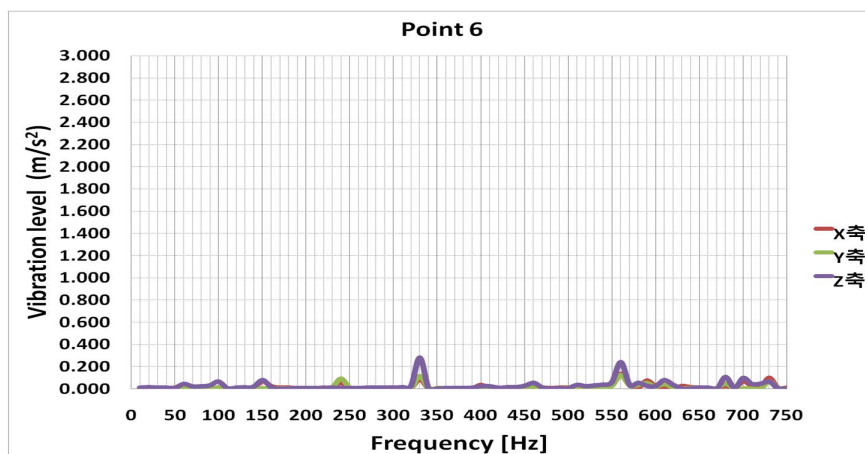
(c) Point 3



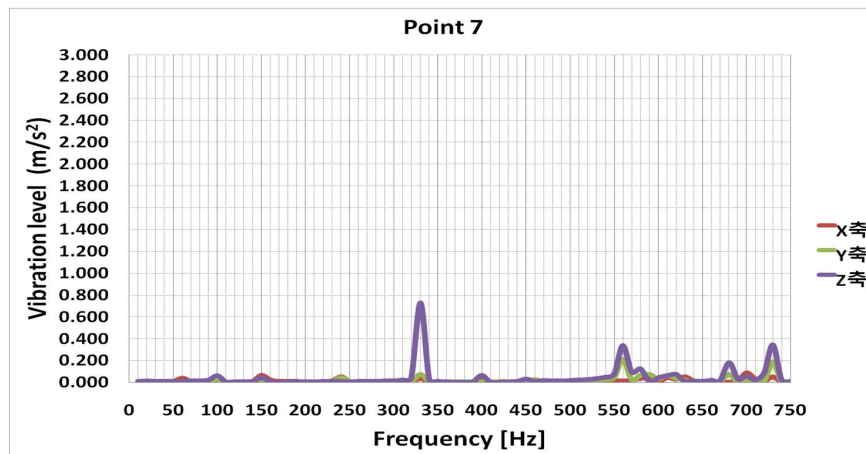
(d) Point 4



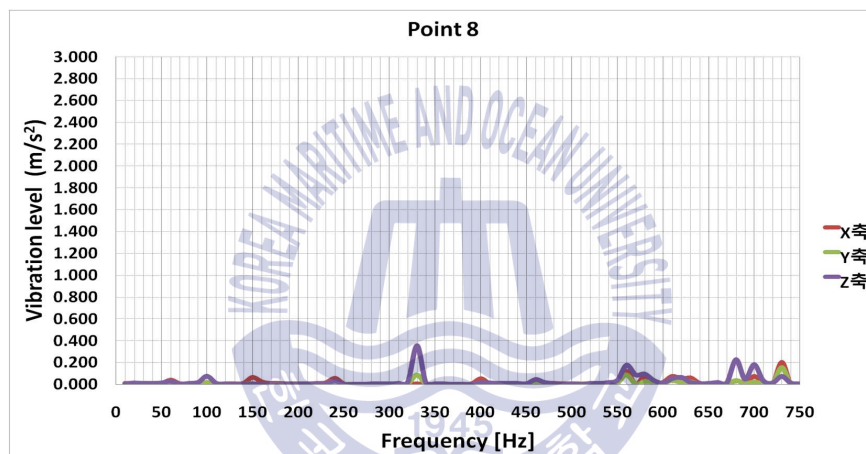
(e) Point 5



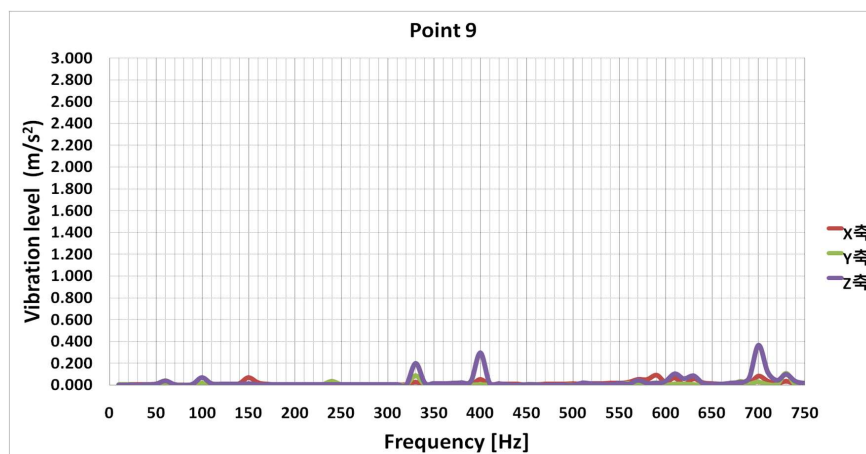
(f) Point 6



(g) Point 7

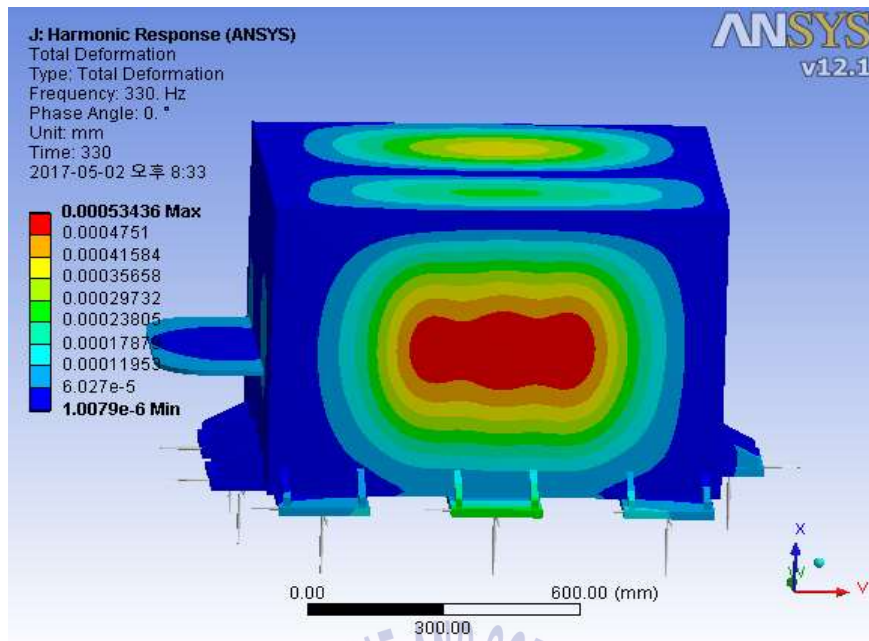


(h) Point 8

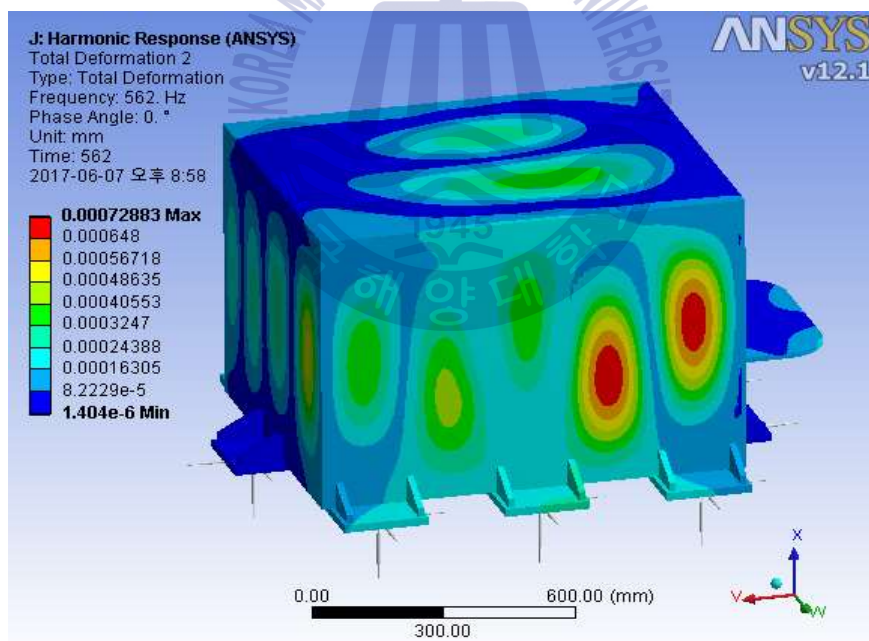


(i) Point 9

Fig. 18 Result of harmonic analysis(Second reinforcement model)

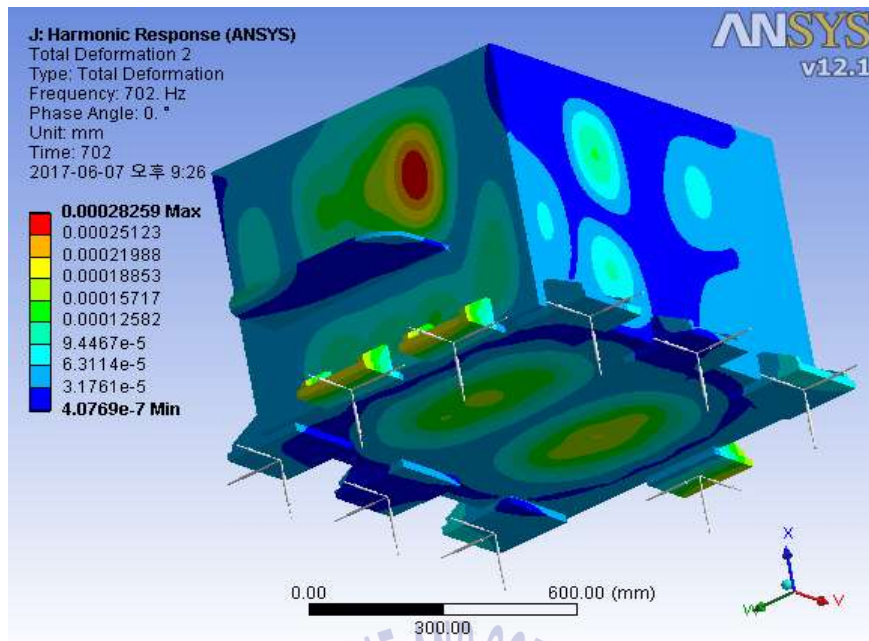


(a) Point 2, 6, 7, 8, 9 (330 Hz)

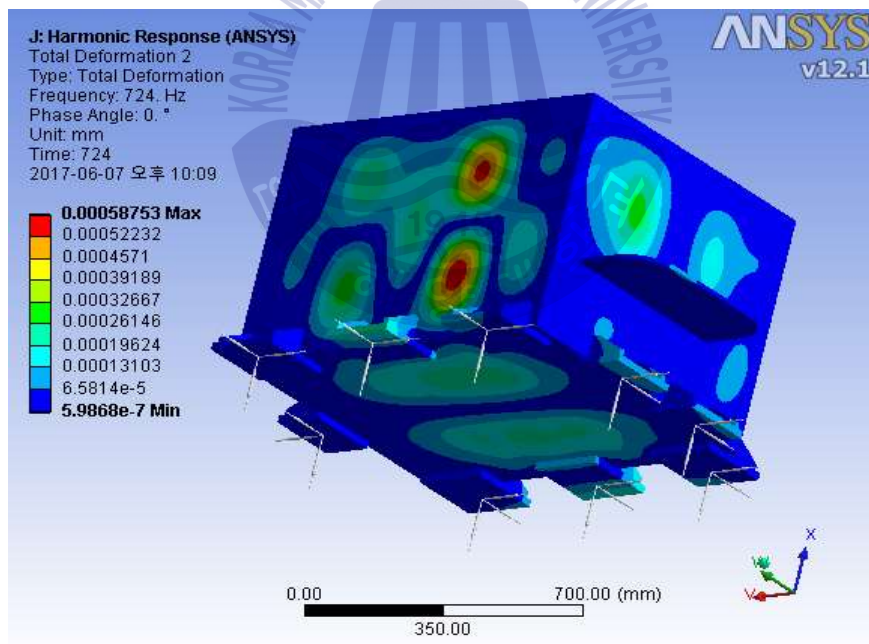


(b) Point 2, 6, 7, 8, 9 (562 Hz)





(c) Point 4, 5, 9 (702 Hz)



(d) Point 3, 4, 5, 7, 9 (724 Hz)

Fig. 19 Total deformation by harmonic analysis(Second reinforcement model)

### 3.6 설계 결과 비교

Fig. 20은 3가지 모델의 조화하중에 따른 주파수응답 결과를 그래프로 나타내었으며 유압탱크의 설계변경 과정에 대한 조화해석 결과이다. 측정위치 1에서 측정위치 9까지의 결과 값을 모두 그래프로 도시하였고, 그 결과 개선된 최종모델의 가속도레벨이 줄어든 것을 한눈에 알아 볼 수 있다.

본 설계의 문제는 실제 고체소음시험에서 문제가 되었던 주요한 주파수로부터 유압탱크 내부의 고유진동수를 최대한 벗어나게 함으로써 공진을 회피하고 가속도 레벨을 저감하는 것이 목적이다. 해석 결과 유압탱크 내부에 끝단만 보강한 경우 고체소음시험에서 얻어진 주요한 주파수를 회피하는 결과가 나타나지는 않았고, 오히려 보강이 되지 않은 유압탱크 중심부위에 취약점이 발생하고 높은 가속도 레벨이 발생하는 결과가 나타났다. 이는 유압탱크 중심에서 발생하는 모드를 잡지 않아 이러한 결과가 나타난 것으로 판단하였고, 유압탱크 중심에 보강재를 추가하여 취약부위가 개선이 되었다.

초기 모델과 비교했을 때 목표했던 주요주파수 영향 범위에서의 가속도레벨의 개선효과가 큰 것으로 나타났다. 따라서 유압공급장치에서 발생한 주요한 주파수로부터 유압탱크 내부의 고유진동수를 최대한 멀어지게 하는 공진회피 설계 및 가속도 레벨 저감을 위해서는 전면, 측면, 바닥면에 보강재를 추가하는 것이 고체소음을 줄이는데 효과가 있을 것으로 판단된다.

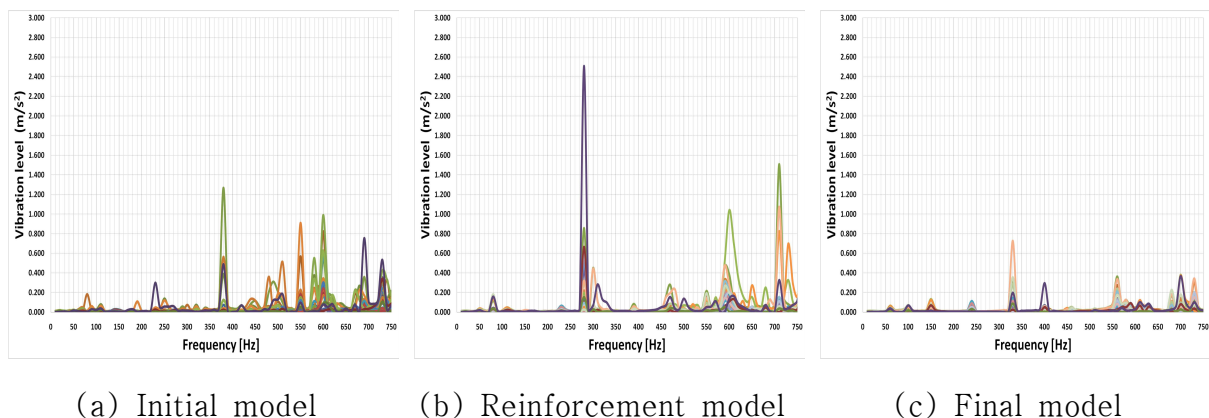


Fig. 20 Comparison of three models of harmonic analysis result

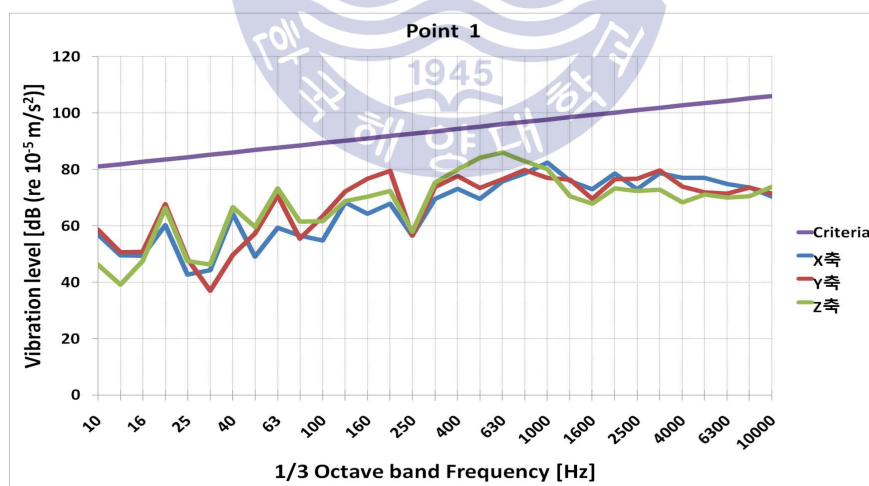


## 4. 유압공급장치의 최종 시험 평가

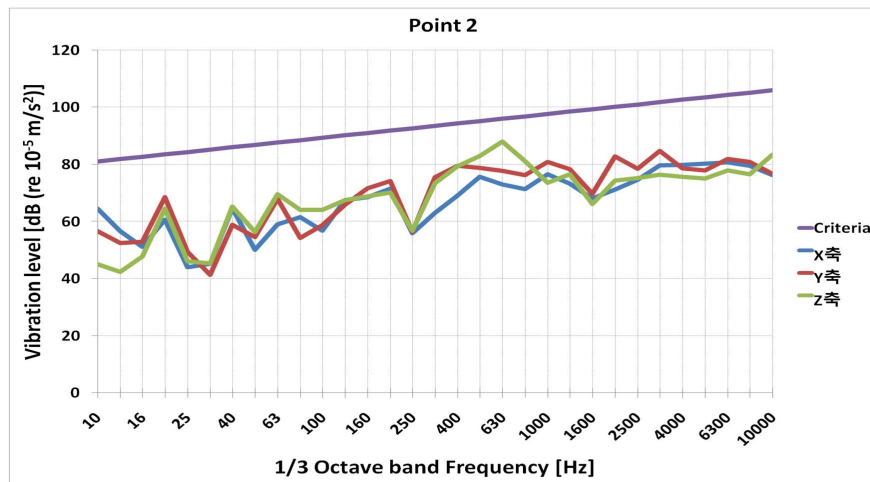
본 장에서는 유한요소모델을 통한 모달해석 및 조화해석 결과를 바탕으로 선정된 최종 유한요소모델을 실제 제작하여 개선된 유압공급장치에 대한 시험 평가 및 유한요소 모델의 검증을 진행하였다.

### 4.1 고체소음 측정 시험 결과

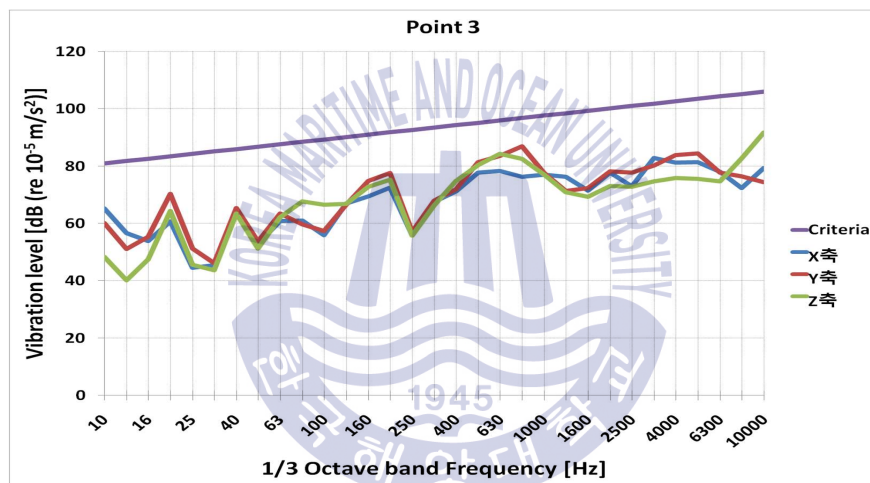
Fig. 21은 고체소음 시험 결과를 나타내었으며, 고체소음 측정 결과 측정위치 1에서 측정위치 9까지 모든 측정 위치의 모든 주파수에서 진동가속도 기준레벨을 만족한다.



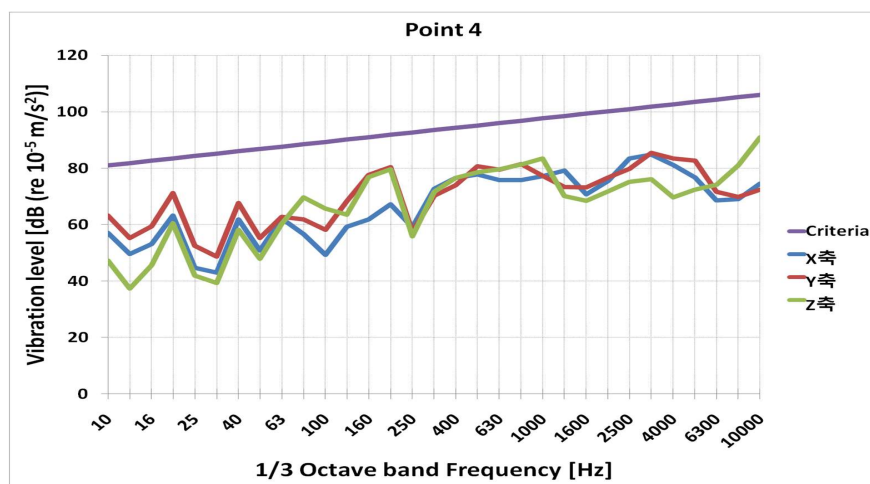
(a) Point 1



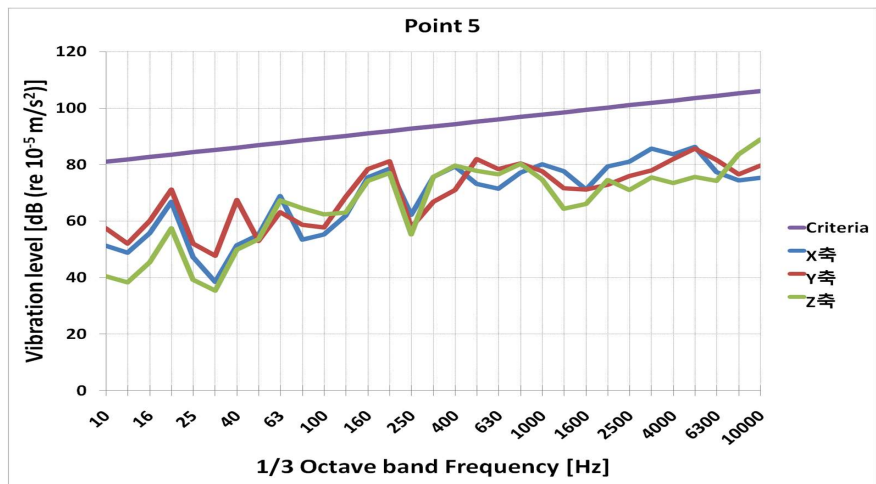
(b) Point 2



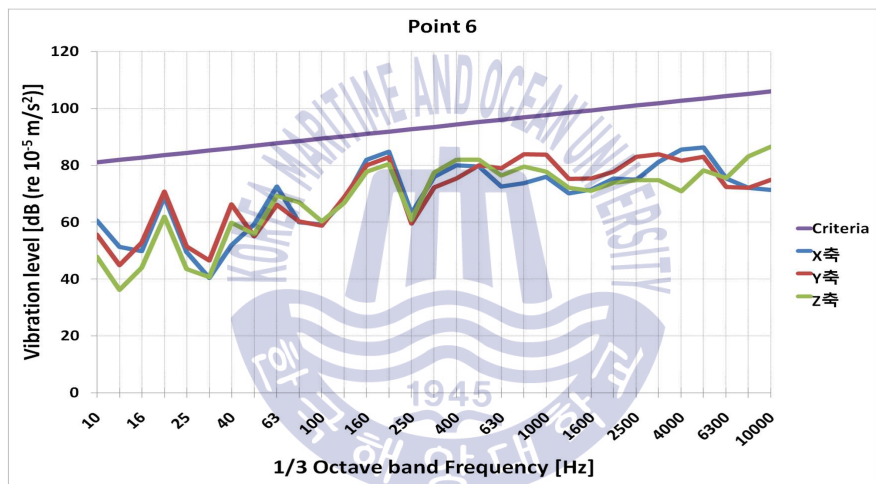
(c) Point 3



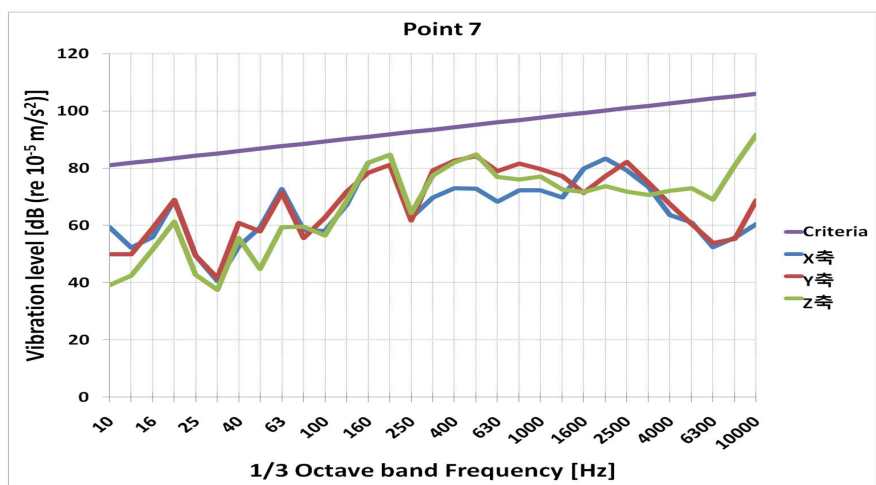
(d) Point 4



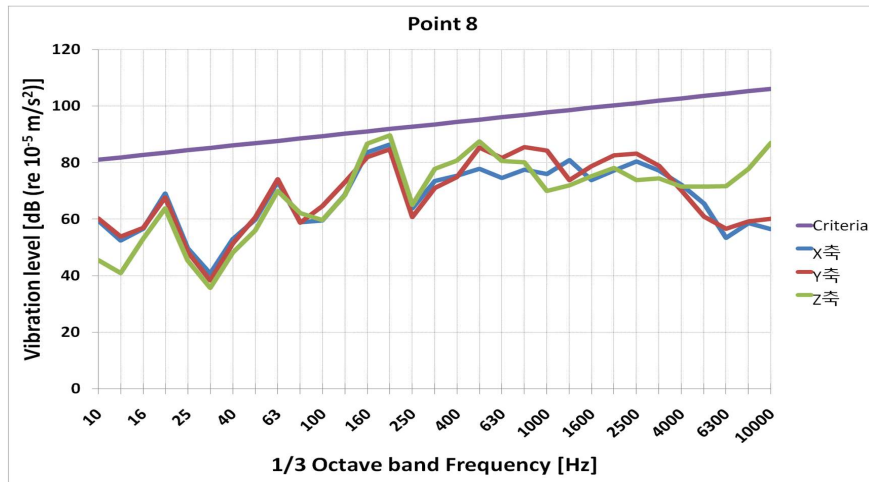
(e) Point 5



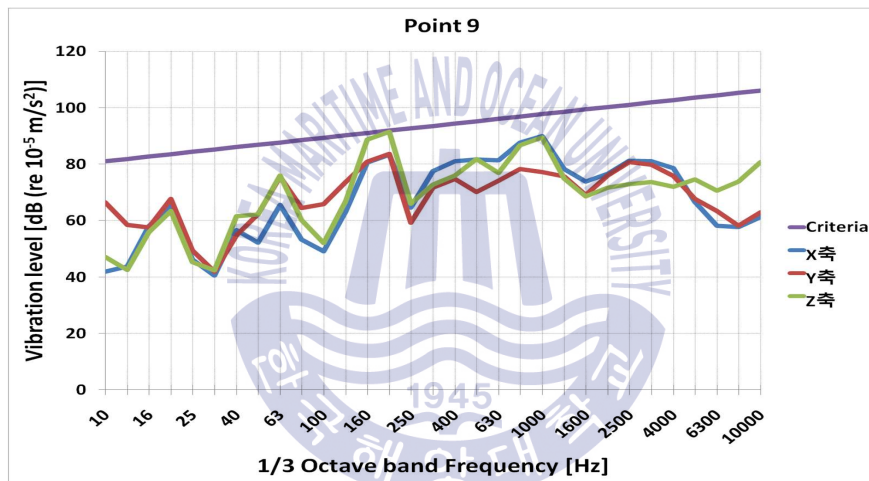
(f) Point 6



(g) Point 7



(h) Point 8

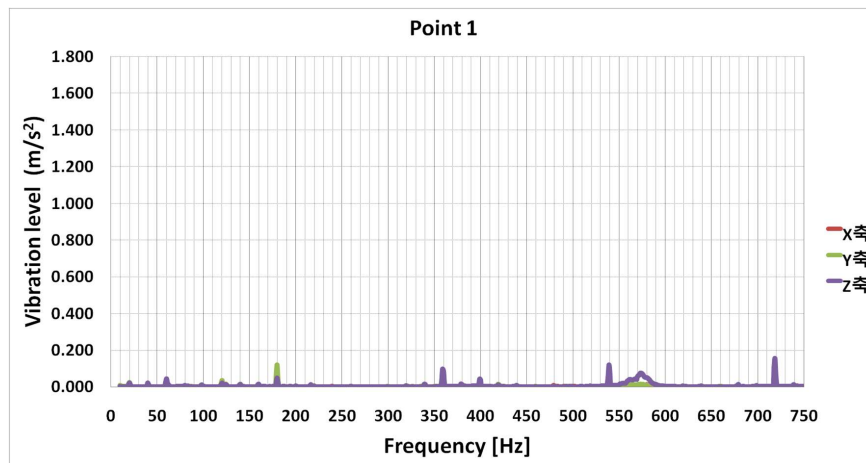


(i) Point 9

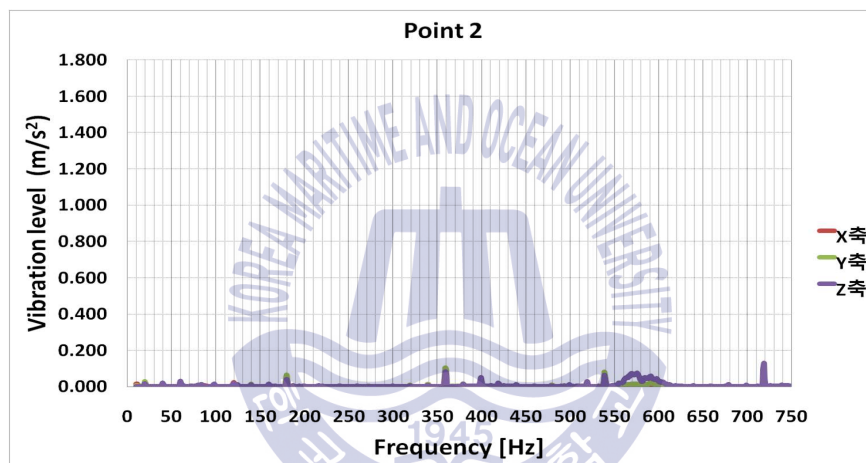
Fig. 21 Measurement result of structure-borne noise(1/3 octave band)

## 4.2 고체소음 특성 분석

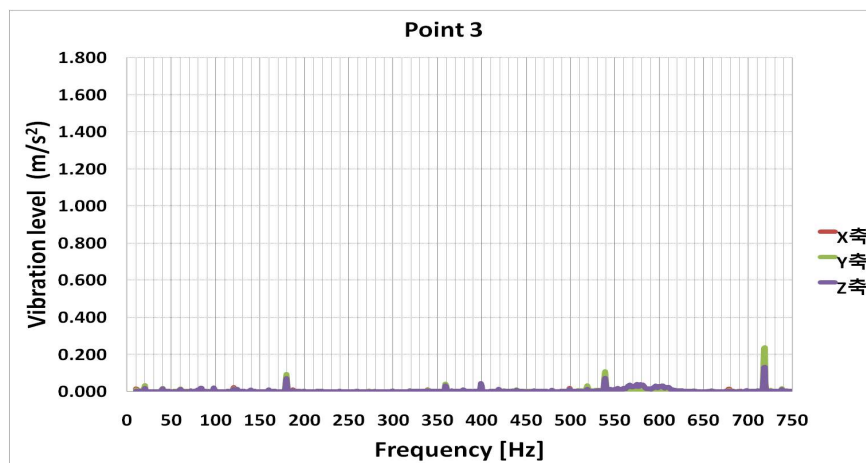
Fig. 22의 Narrow band 결과를 분석하면 초기 시험 모델에서 발생되었던 주요 주파수 180 Hz, 339 Hz, 360 Hz, 539 Hz, 719 Hz에서의 가속도 레벨이 모두 줄어들었고, 유압펌프의 피스톤 왕복운동에 의해 발생하는 일부 주파수는 존재하지만 시험 규격에서 제시한 기준레벨을 모두 만족 하였다.



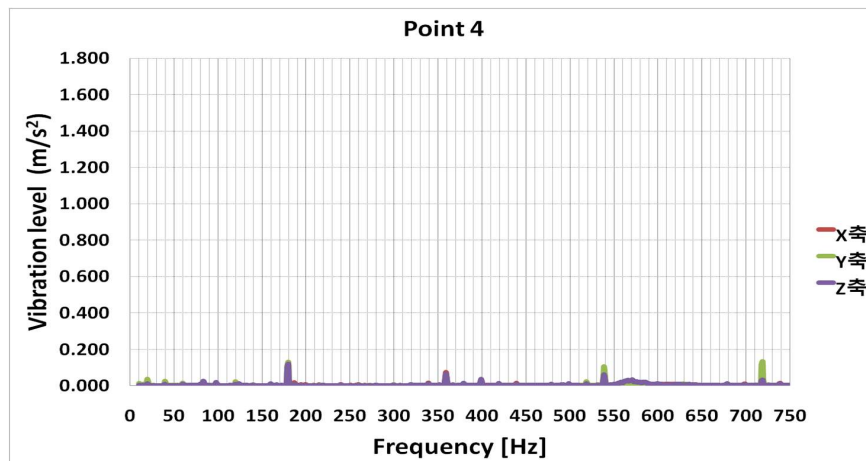
(a) Point 1



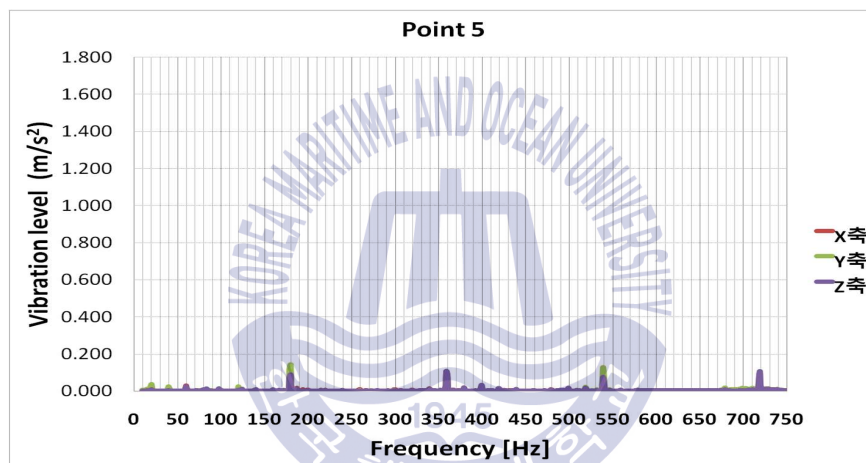
(b) Point 2



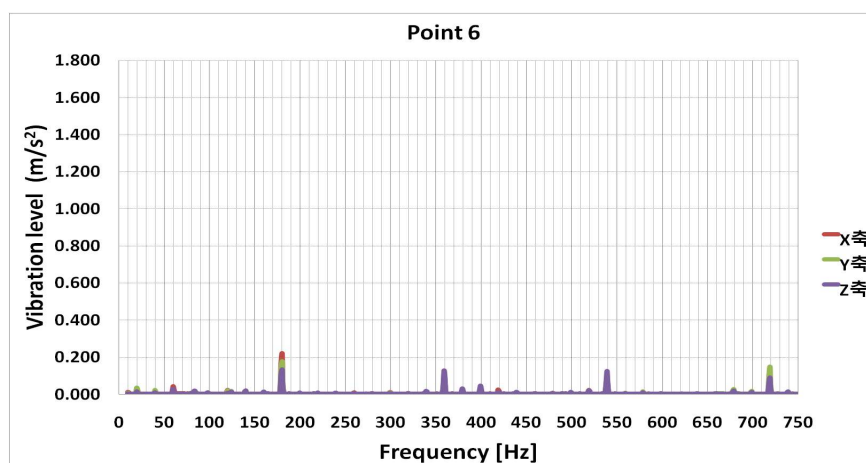
(c) Point 3



(d) Point 4

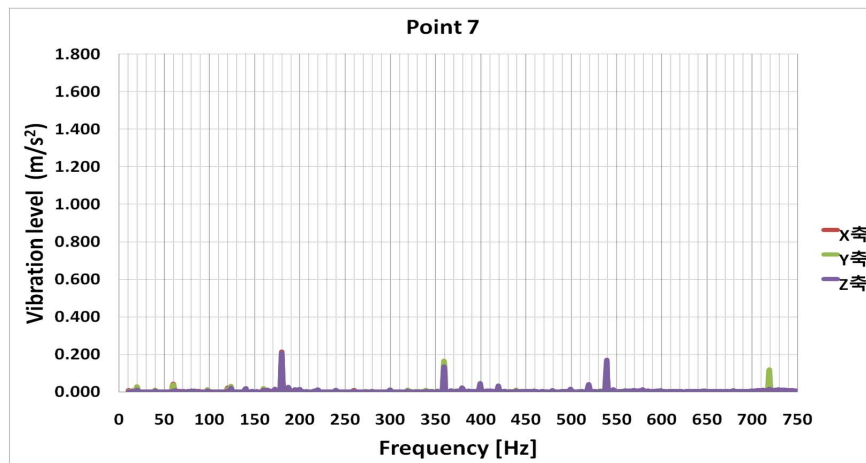


(e) Point 5

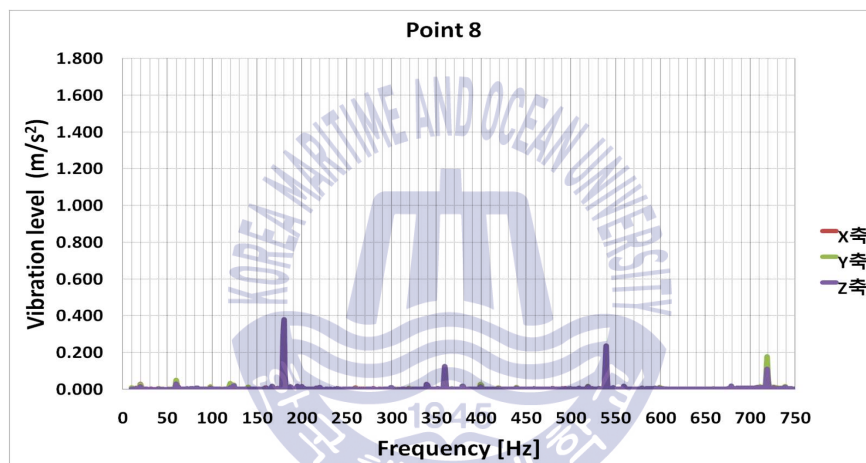


(f) Point 6

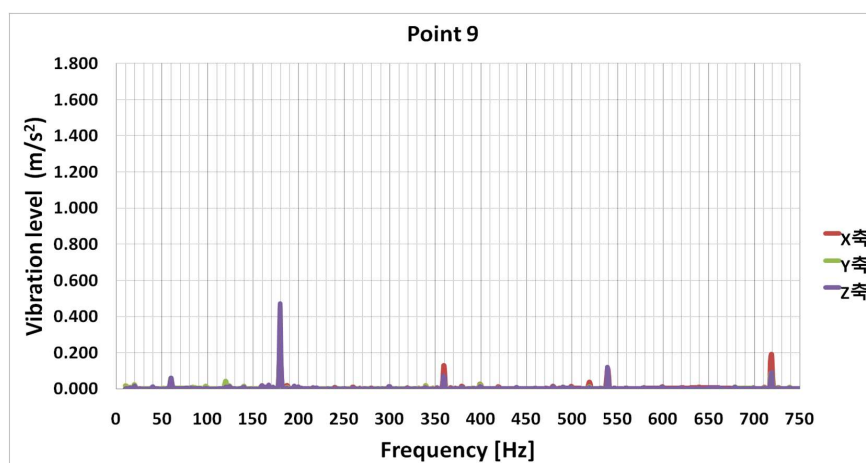




(g) Point 7



(h) Point 8



(i) Point 9

Fig. 22 Measurement result of structure-borne noise(narrow band)

## 5. 결론

본 연구에서는 고체소음 시험을 통해 탄성지지를 갖는 유압공급장치에서 발생하는 모터의 회전운동과 유압펌프의 왕복운동에 의한 과도한 진동이 발생하는 원인을 분석하고, 유압탱크 내부 설계 변경을 통하여 유압탱크의 고유진동수를 최대한 벗어나게 함으로써 공진 회피와 가속도 레벨을 저감시키는 것을 목적으로 유압공급장치의 고체소음 저감 방안에 대해 검토하였다. 이를 요약하면 다음과 같다.

1. 유압공급장치의 고체소음 평가에서 높은 가속도레벨을 나타내는 주파수를 분석한 결과 총 5개의 주파수로 180 Hz, 339 Hz, 360 Hz, 539 Hz, 719 Hz임을 확인하였으며, 20 Hz 성분은 모터와 유압펌프가 회전하는 1차 성분이고, 180 Hz, 360 Hz, 539 Hz, 719 Hz 성분은 유압펌프의 피스톤 9개가 왕복운동을 통하여 발생하는 주파수이며, 유압펌프의 왕복운동에 따른 주변 구조물의 진동에 의해 나타나는 성분이라 판단하였다.
2. 고체소음 평가에서 높은 가속도레벨을 나타내는 주파수 회피를 위한 유압탱크의 보강 설계를 위하여 유한요소 모델링을 통한 모달해석을 수행하였고, 고체소음의 유효성을 검증하기 위하여 조화해석을 수행하였으며 해석 결과 높은 가속도 레벨을 나타내던 주요한 주파수의 가속도 레벨이 줄어 든 것을 확인함으로써 개선된 형상에 대한 검증을 완료하였다.
3. 유한요소해석을 통하여 검증이 완료된 설계 변경을 반영하여 최종 시험 평가에서의 고체소음을 줄이는 데 효과가 있음을 확인하였다.

최근 유압공급장치의 경우 가진원이 되는 모터와 유압펌프의 장비 프레임을 따로 구분하여 모터 및 유압 펌프의 진동이 유압공급장치의 주변 구조물에 진동 유입을 1차로 차단하는 형태로 설계되고 있으며, 향후 유압공급장치의 고압호스를 통해 구조물로 전달되는 고체소음의 저감을 위한 절연장치 및 고정방법에 대한 연구가 필요할 것으로 판단된다.

## 참고문헌

- [1] 한형석, 2015.02, “함정의 특수성능과 소음진동”, 국방과학기술정보, 제50호, 25-36, pp.11.
- [2] 김봉기, 2013.04, “함정 탑재장비 소음 측정 및 평가 현황”, 한국소음진동공학회, 제 23권, 제2호, 12-15, pp.4.
- [3] 김현실, 2006.06, “함정용 장비의 공기음 및 고체음저감”, 한국소음진동공학회, 제 16권, 제3호, 10-15, pp.6.
- [4] 김형진, 2000, “왕복동 공기 압축기의 진동제어에 관한 연구”, 한국해양대학교 석사학위논문.
- [5] MIL-STD-740-2(SH), 1986, "Structure-borne Vibratory Acceleration Measurements and Acceptance Criteria of Shipboard Equipment."
- [6] MIL-STD-167-1A, 2005, "Department of Defense test method standard Mechanical vibrations of shipboard equipment."
- [7] 김해승, 2012, “Linear 압축기용 마운트와 평판의 설계 변경을 통한 진동저감에 관한 연구”, 한국해양대학교 석사학위논문.
- [8] 전효중, 김의간, 1999, 기계역학, 효성출판사.
- [9] 전효중, 김의간, 김정렬, 2006, 소음·진동공학개론 효성문화사.
- [10] Singiresu S. Rao, 2012, Mechanical Vibrations 5th edition in SI unit, PEARSON.
- [11] 탁아란, 2016, “작동환경에 따른 항공기용 열교환기 진동 특성에 관한 연구”, 한국해양대학교 석사학위논문.
- [12] Qi Dalong, 2015, "A study on the vibration analysis of Marine Pump", Pukyong National University, Thesis for the Degree of Master of Engineering.

- [13] MIL-STD-740-1(SH), 1986, "Air-borne sound Measurements and Acceptance Criteria of Shipboard Equipment."
- [14] ANSYS Inc., "Workbench Basic", Version 15.0
- [15] 김세영, 2003, 최신유한요소진동해석, 도서출판 과학기술.
- [16] David V. Hutton, 2006, "유한요소 해석의 기초", 도서출판 인터비전.

