

# 역류방지 글로브 밸브를 이용한 소화 주관계의 진동개선

## Reduction of Fire Main Pipe System's Vibration Using Back Flow Prevent Globe Valve

박 미 유† · 한 형 석\* · 이 석 수\*

Mi-You Park, HyungSuk Han and SeukSoo Lee

(2009년 3월 20일 접수 ; 2009년 5월 6일 심사완료)

**Key Words** : Back Flow Prevent Globe Valve(역류방지 글로브 밸브), Fire Main Pipe System(소화주관계), MIL-STD-740-2(미군사규격 740-2), Discharge Pipe and Valve(토출 파이프 및 밸브), URN : Underwater Radiated Noise(수중방사소음)

### ABSTRACT

Main source of URN(underwater radiated noise) which is related to the ship's survivability is divided into two groups. Cavitation is the main source of URN when the speed of ship is upper than CIS(cavitation inception speed). But when the speed of ship is lower than CIS, the main source of URN is the structure-borne noise on the hull which is originated from propulsion system, pump system and transmitted vibration of the pipe system. In this paper, to reduce the vibration of discharge pipe and valve system, back flow prevent globe valve and new rubber mount are applied to the ship. As the result of applying new valve and mount, the vibration is reduced drastically.

### 1. 서 론

수중방사소음이란 기진력에 의하여 선체의 표면이 진동을 일으키거나 프로펠러와 같은 추진장치에서 발생하는 캐비테이션(cavitation)과 같은 현상 등에 의해서 선체에서 발생하여 주위로 퍼져나가는 소음을 일컫는 것으로서, 함정의 생존성과 밀접한 연관을 갖고 있는데, 이러한 수중방사소음의 주요 소음원은 캐비테이션 초기발생속도(CIS : cavitation inception speed)를 기준으로 구분하여 저감 방안을 연구하여야 한다.

즉, 캐비테이션 초기발생속도 이전 속도에서는 주 추진기나 보조기기, 배관계 소음이 큰 영향을 미치게 되며, 함정과 같은 선박의 속도 증가에도 수중방

사소음은 비슷한 수준을 유지하게 된다. 하지만 캐비테이션 초기발생속도를 지나 속도가 더 증가하게 되면 수중방사소음은 큰 폭의 증가를 보이게 되며, 이러한 속도에서는 캐비테이션이 지배적인 주 소음원이 된다.

이 논문은 캐비테이션 초기발생속도 이전 속도에서의 수중방사소음을 저감하기 위한 방안으로써, 여러 배관 시스템 소음원 중 소화 주관계(fire main pipe system)의 진동으로 인해 선체의 표면이 진동을 일으켜 발생하는 수중방사소음을 저감시키고자 실시한 연구에 대하여 기술하였다.

일반적으로 함내 소화를 목적으로 설치된 소화용 배관은 함 전체에 걸쳐 설치되어 있으며 소화에 사용되는 해수는 해수펌프를 통하여 함내 바닥에서 끌어올려져 함 가장자리를 돌아가며 설치되어 있는 소화 배관을 통해 함 전체를 순환한 후, 토출배관을 통해 함외로 배출이 되는데, 해수가 함내로 유입되고 배출되는 펌프 근처 배관에서 큰 진동이 유발되

† 교신저자; 정회원, 국방기술품질원 함정센터  
E-mail : hanhim@dtaq.re.kr

Tel : (051)750-2553, Fax : (051) 758-3992

\* 국방기술품질원 함정센터

어 선체를 가진 시키게 된다. 이 연구는 이러한 펌프 및 배관 중 선체를 순환한 해수가 배출되는 토출배관부에서의 진동을 저감시킴으로써 수중방사소음을 저감시키고자 진행하였다.

## 2. 소화 주관계의 진동

### 2.1 소화 주관계

이 연구의 대상 함정에 설치된 소화 주관용 배관은 앞서 Han의 연구<sup>(1)</sup>에서 언급된 바와 같이 상시 1대의 펌프로 구동되며 화재 시 함내 곳곳에 배치된 최대 4대의 펌프가 구동될 수 있다. 해수는 해수 펌프를 통하여 함내 바닥에서 끌어올려져 함 가장자

리를 돌아가며 설치되어 있는 소화 배관을 통해 함 전체를 순환한 후, 토출배관을 통해 함외로 배출되는데, 해수가 함내로 유입되고 배출되는 펌프 근처 배관에서 큰 진동이 유발되어 선체를 가진 시키게 된다. 이에 대한 개략도는 Fig. 1에 나타나 있다.

소화 주관계의 유량 및 압력은 크게 설정되어 있으며, 함 전체에 설치되기 때문에 소음·진동의 소스로 자주 지적되어 왔다.

### 2.2 소화 주관계의 진동

앞선 Han의 연구<sup>(1)</sup>에서는 이러한 소화 주관계의 진동 문제를 파악하기 위해서 각각의 소화 펌프가 작동하였을 경우 소화 펌프를 중심으로 배관라인을

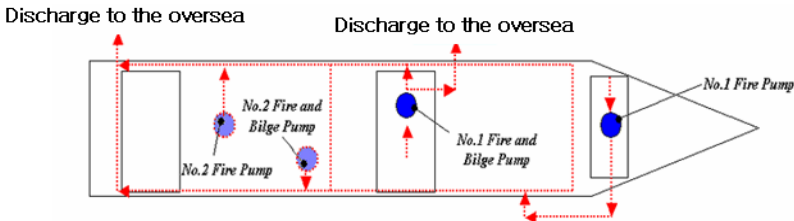


Fig. 1 Schematic diagram of the fire main pipe line

Table 1 Test positions

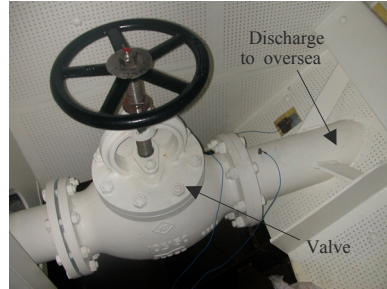
No	Position					
	No.1 fire pump	No.2 fire pump	No.3 fire pump	No.4 fire pump	Discharge to the overseas	Fire main pipe
1	Suction 1	Suction	Suction 1	Suction base 1	Discharge 1	Wall 1
2	Suction 2	Suction base	Suction base	Suction base 2	Discharge base 1	Fire main 1
3	Strainer 1	Discharge 1	Discharge 1	Discharge base 1	Discharge 2	Fire main 2
4	Strainer support 1	Discharge base 2	Discharge base 1	Discharge base 2	Discharge base 2	Fire main base 1
5	Strainer support 2	Discharge base 2	Discharge 2	Valve for discharge to the overseas-wall	Discharge outlet to the overseas	Fire main base 2
6	Suction base	Discharge 2	Discharge base 2	Discharge base 3	Base of discharge outlet to the overseas	Wall 2
7	Strainer base	Discharge 3	Discharge 3	-	Wall 1	Fire main 3
8	Pump1 (suctionside)	Discharge base 3	Discharge base 3	-	Wall 2	Fire main 4
9	Pump2 (upper side of 1st mount)	Strainer	Discharge 4	-	-	Fire main 5
10	Pump3 (bottom side of 1st mount)	Strainer base	Discharge 5	-	-	Fire main 6
11	Pump4 (bottom side of 2nd mount)	-	Discharge 6	-	-	-
12	Discharge 1	-	Discharge base 3	-	-	-
13	Wall of discharge 1	-	Bilge	-	-	-
14	Discharge 2	-	Bilge base	-	-	-
15	Wall of discharge 2	-	-	-	-	-
16	Wall between discharge 2&3	-	-	-	-	-
17	Discharge 3	-	-	-	-	-
18	Wall of discharge 3	-	-	-	-	-

포함해서 클램핑 서포트와 연결되어있는 격벽 및 선체부의 진동에 대하여 측정하였다. 측정위치는 Table 1에서와 같이 66개소였으며, 수중 방사 소음이 문제가 되는 주파수를 포함하여 20~10 kHz까지 1/3 octave를 측정하고, 추가로 0~12.8 kHz까지 협대역 주파수 스펙트럼을 측정하였다.

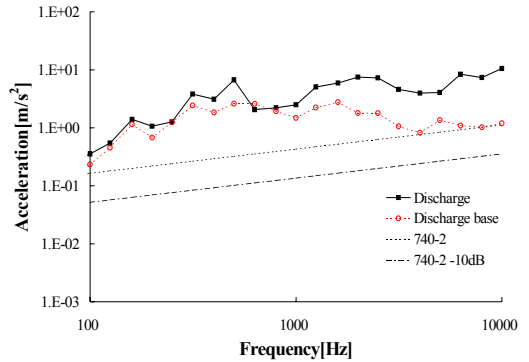
그 결과 Table 2에서와 같이 총 66개의 측정점 중 29개의 측정점만이 MIL-STD-740-2(2)의 Type 2 규격을 만족함을 알 수 있었는데, 이 가운데 함의 토출부는 규격을 만족하는 점이 한군데도 없음을 알 수 있었다.

함의 토출밸브의 경우 다른 경우에서와 비슷하게 배관 및 밸브에서의 진동이 MIL-STD-740-2의 Type 2 규격에 비해 매우 높았으며 바닥 및 격벽 진동 역시 MIL-STD-740-2의 Type 2 규격을 만족하지 못함을 알 수 있었다. 특히 밸브의 경우 선체에 진동 절연 없이 매우 가까이 설치되어 있고, 밸브의 경우 진동 특성이 좋지 않은 글로브(globe) 밸브를 사용하고 있기 때문에 그 진동 레벨이 매우 커졌음을 예측할 수 있었다. 함의 토출구 밸브와 배관 및 격벽에서의 진동 측정 결과는 Fig. 2에 도시되어 있다.

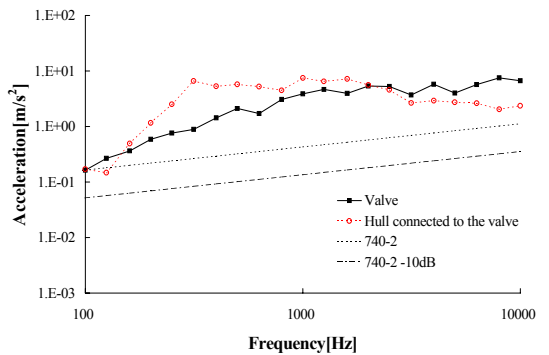
이 연구는 이와 같이 앞선 측정결과<sup>(1)</sup>에서 규격을 만족시키는 점이 한군데도 없었으며, 펌프 측 보다 더 큰 진동량을 가지고 있는 함의 토출부의 진동을 저감시키고자 연구를 진행하게 되었다. 이를 위하여 역류방지 글로브 밸브를 사용하였으며 배관 마운트의 진동을 절연하고자 고무의 재질을 네오펀(Neprene, CR) 65도에서 45도로 변형시킨 마운트를 사용하였다.



(a) Construction of the discharge pipe and valve



(b) Acceleration on the discharge pipe



(c) Acceleration on the valve

**Table 2** Test results

No	Satisfying MIL-STD-740-2					
	No.1 fire pump	No.2 fire pump	No.3 fire pump	No.4 fire pump	Dis-charge to the oversea	Fire main pipe
1	○	×	×	×	×	○
2	○	○	×	×	×	○
3	○	×	×	×	×	○
4	○	×	×	×	×	○
5	○	×	×	×	×	○
6	○	×	×	○	×	○
7	○	×	×		×	○
8	○	×	×		×	○
9	×	×	○			○
10	×	×	○			○
11	×		○			
12	○		○			
13	×		×			
14	○		×			
15	○					
16	○					
17	○					
18	○					

**Fig. 2** Construction and test results of the acceleration for the valve and discharge pipe to the oversea

### 3. 함외 토출부의 진동 저감

#### 3.1 역류방지 글로브 밸브(Back Flow Prevent Globe Valve)를 이용한 진동 저감

일반적으로 사용되는 Fig. 3(a)와 같은 글로브 밸브의 경우 유체의 흐름에 따라 와류 등에 의한 압력 변동이 생기게 되면 그에 따라 유량을 조절하게 되는 디스크에 좌우, 회전방향의 운동이 발생하게 되고, 디스크와 시트(seat)의 충돌현상도 발생하게 되어 과도한 소음이 발생하게 되며 마모로 인한 밸브의 수명에도 영향을 미치게 된다.

밸브 전/후단의 압력은 베르누이의 정리를 통해 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} p_1 - p_2 &= \frac{\rho}{2} (V_1^2 - V_2^2) \\ &= \frac{\rho V_2^2}{2} \left[ \left( \frac{A_2}{A_1} \right)^2 - 1 \right] = \rho K \left( \frac{V_2^2}{2} \right) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서  $p_1, p_2$ 는 밸브 입, 출구에서의 압력,  $V_1, V_2$ 는 입, 출구에서의 유체 속도,  $A_1, A_2$ 는 입, 출구의 단면적,  $\rho$ 는 내부 유체의 밀도,  $K$ 는 기계적 손실과 난류를 포함한 밸브의 손실계수(loss factor)이다.

글로브 밸브의 경우 앞서 언급한바와 같이 내부 유체에 의한 디스크 떨림으로 인하여 밸브의 출구 면적이 진동 변위량에 의해 변하고 이에 따라 난류가 불규칙적으로 발생하기 때문에 식(1)의 손실계수는 시간에 따라 달라지며 상류와 하류 압력 간의 압력강하 변화율은 식(2)와 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{d(p_1 - p_2)}{dt} = \frac{\rho}{2} \frac{d}{dt} [K(t) (V_2(t)^2)] \quad (2)$$

여기서  $K(t)$ 와  $V_2(t)$ 는 손실계수와 출구 측 유체의 속력이 시간에 따라 변화함을 나타낸다.

식(2)로부터 밸브의 떨림이 심할수록 하류측 압력 변동량이 커짐을 예측할 수 있으며 이로 인해 불규칙한 소음 및 진동이 유발될 수 있음을 예측할 수 있다.

또한 밸브나 오리피스 등을 지나는 유동은 일반적으로 난류가 되어 상류 및 하류 측으로 음향에너지가 전파시키게 되며 단면적이 변하는 부분에서 파이프의 음향학적 모드로 나타나는 정상파의 조합

형태로 반사되게 된다. 특히 이러한 음파들이 구조물의 고유주파수와 일치할 경우 큰 진동이 발생되어 소음을 유발시키기도 한다.

유체의 역류를 방지하고 한쪽 방향으로만 흐르게 하기 위해 설치한 체크 밸브의 경우 역류를 방지하기 위하여 디스크가 닫히는 경우 급격한 압력의 변동이 발생하기 때문에 수격작용(water hammering)이 발생하게 되어 이 또한 소음과 진동이 크게 발생하게 되는 커다란 원인을 제공하게 된다.

이런 이유로 글로브 밸브와 체크 밸브의 소음·진동 특성을 파악하고자 하는 연구<sup>(3-6)</sup>가 계속적으로 진행되어 왔는데, 이러한 글로브 밸브와 체크 밸브 자체로의 소음·진동 저감은 한계를 가질 수밖에 없었다. 아울러 이런 밸브에서 발생한 소음과 진동은 밸브와 파이프가 고정되어 있는 선체에 그대로 전달이 되어 궁극적으로는 수중방사소음에도 상당한 악영향을 미치게 되어 밸브를 포함한 파이프계(pipe system)의 소음·진동 저감은 수중방사소음 저감에 있어서도 중요한 요소로 부각되고 있는 상황이다.

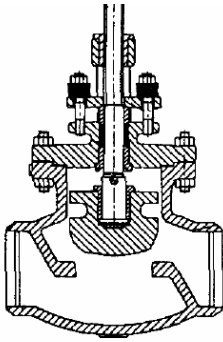
따라서 이러한 문제점들을 개선하고자 다양한 종류의 밸브가 개발되고 있는 실정인데 이 논문에서는 기존의 글로브 밸브와 체크 밸브의 소음·진동 문제점을 개선하고자 개발된 역류방지 글로브 밸브(back flow prevent globe valve)를 이용하여 앞선 연구에서 발견되었던 함외 토출구의 진동을 저감하고자 하였다.

역류방지 글로브 밸브는 Fig. 3(b)에 나와 있는 것과 같이 디스크가 케이지(cage)에 의해 가이드 되어 있고 오리피스(orifice)를 이용하여 압력의 급격한 변동을 줄임으로써 소음·진동을 저감하고자 개발된 밸브이다. 즉, Fig. 3(b)에서와 같이 밸브가 열리는 경우 디스크와 축(shaft)이 케이지에 의해 가이드 되어 좌우 및 회전 방향의 운동이 구속됨으로써 구조적인 안정성이 높아져서 유체의 흐름에 의한 압력변동에도 밸브의 소음·진동이 저감될 수 있게 되며, 밸브가 닫히는 경우에도 기존 체크 밸브에서는 맥동 성분을 갖고 있는 유체가 흐르다 멈추게 되면 디스크에 빠른 압력이 형성되어 진동과 채터링(chattering), 수격작용이 발생하게 되나 역류방지 글로브 밸브의 경우는 디스크에 설치되어 있는 오리피스를 통하여 압력이 밸런싱(balancing)되어 이

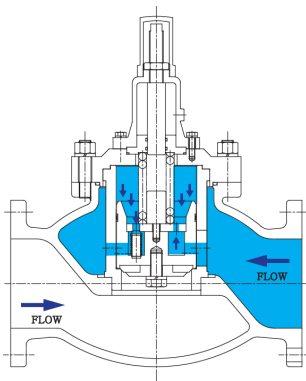
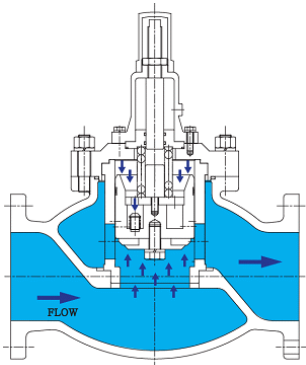
러한 현상들을 방지하게 된다.

또한 시트의 재질을 기존의 금속성 재질에서 테프론(Teflon, PTFE) 재질로 변경함으로써 디스크와 시트의 접촉시 발생하는 소음·진동을 저감할 수 있도록 하였다.

Fig. 4는 대상 함정에 대하여 함의 토출부 소화 주관계 8점의 측정점에 대한 진동 개선 전후 계측



(a) Schematic diagram of common globe valve

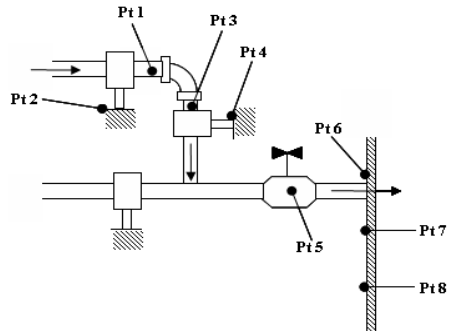


(b) Schematic diagram of back flow prevent globe valve

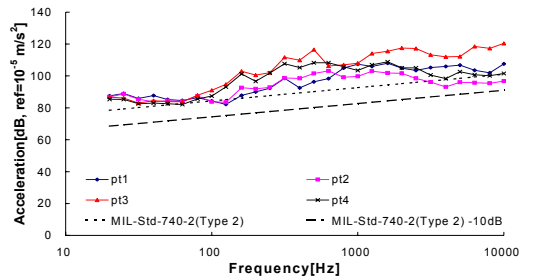
Fig. 3 Schematic diagram of common globe valve and back flow prevent globe valve

치를 나타낸 것이다. 계측 위치 및 대상 주파수 대역, 펌프 운용 조건 등은 앞선 계측<sup>(1)</sup>에서와 동일하며 진동 개선을 위하여 역류방지 글로브 밸브를 설치하였고 앞선 연구<sup>(1)</sup>에서 제안된 방진마운트의 경도를 45도로 변경시킨 마운트를 설치하였다.

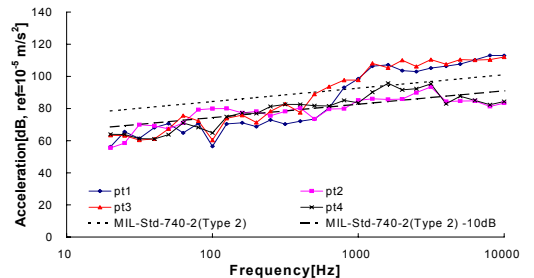
Figs. 4(b),(c)의 결과를 보면 기존의 배관 및 클램프(clamp)의 진동 레벨은 MIL-STD-740-2의 Type 2를 기준으로 했을 때 마운트 하단의 바닥 진동조차이를 만족하지 못하였으나 밸브의 개선 및 마운트의 교체 후에는 전체적으로 진동 레벨이 20 dB 이상 감소함을 알 수 있었다. 또한, 밸브 내의 디스크 떨림 소음이 크게 발생했었으나, 밸브 개선 후



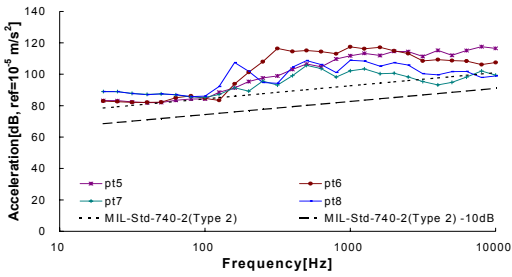
(a) Schematic diagram of test position



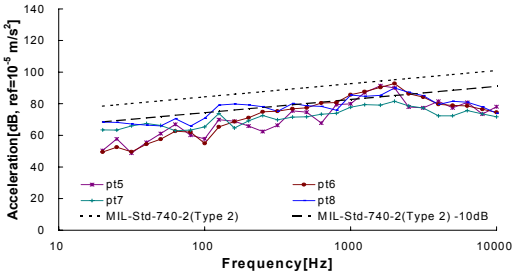
(b) Test result of conventional discharge pipe system(pts 1~4)



(c) Test result of improved discharge pipe system(pts 1~4)



(d) Test result of conventional discharge pipe system(pts 5~8)



(e) Test result of improved discharge pipe system(pts 5~8)

Fig. 4 Schematic diagram of test and test result

이러한 소음이 크게 감소했음을 체감 평가를 통해 확인 할 수 있었다. 그래프에서 MIL-STD-740-2의 규격에서 10 dB를 뺀 기준선은 앞선 연구결과<sup>(1)</sup>를 토대로 고무 마운트의 진동 감쇠가 적어도 10 dB 이상 이루어진다고 가정하고 설정한 기준선으로서 후에 언급이 되지만 이번 개선작업에서는 마운트의 교체가 완전하게 이루어지지 않아 마운트의 변경에 대한 효과를 완전히 파악이 될 수는 없었고, 10 dB를 뺀 기준선의 만족 여부 역시 불확실하게 파악이 될 수밖에 없었다.

Figs. 4(d),(e)는 밸브 개선의 효과만을 보기 위하여 유체가 밸브를 지난 지점에서의 개선 전후 측정치를 선별한 것으로 진동이 크게 저감되었으며 MIL-STD-740-2의 Type 2 규격을 만족함을 알 수 있었다.

### 3.2 고무경도를 변화시킨 마운트를 이용한 진동 저감

앞선 연구<sup>(1)</sup>에서 제안한 배관용 고무 마운트의 경도 변경을 적용하여 함의 토출부 소화 주관계의 진동을 저감시키고자 하였다.

일반적으로 고무 마운트를 통한 진동 전달률은

고무의 주파수에 따른 비선형적인 특성을 고려하여 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$T = \frac{(1 + \delta_\omega^2)^{1/2}}{[1 - (\omega/\omega_0)^2(G_0/G_\omega)]^2 + \delta_\omega^2]^{1/2}} \quad (3)$$

여기서  $T$ 는 진동 전달률(transmissibility),  $\omega$ 는 주파수(rad/s),  $\omega_0$ 는 계의 고유진동수,  $G_\omega$ 는 주파수 “ $\omega$ ”에서의 전단 탄성계수,  $G_0$ 는 고유진동수에서의 전단 탄성계수,  $\delta_\omega$ 는 주파수 “ $\omega$ ”에서의 감쇠계수(damping ratio)이다.

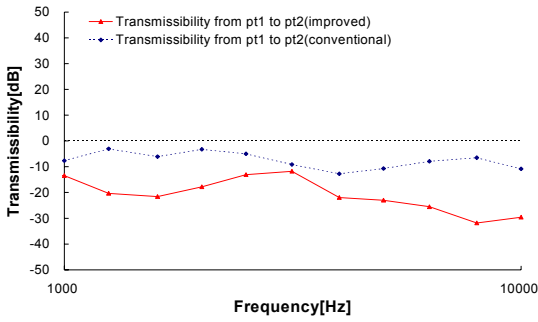
식 (3)과 이전의 연구결과<sup>(1)</sup>를 토대로 고무의 경도를 65도에서 45도로 줄였을 때 고무의 강성 저감으로부터 1 m 배관을 2개의 마운트로 지지하는 시험 지그(Jig)의 고유진동수가 수직 방향의 경우 157 Hz에서 100 Hz, 수평 방향의 경우 50 Hz에서 44 Hz로 낮아져 진동 절연 영역(isolation area)이 보다 저주파 영역으로 넓어짐을 확인 할 수 있었다.

Snowdon<sup>(7)</sup>은 다양한 고무 재료에 대해 주파수 증가에 따라 전단 탄성계수 및 손실계수가 증가함을 언급하였다. 특히 고무의 경도를 조정하기 위해 사용되는 카본 블랙(carbon black)이 고무의 주파수 의존도를 증가시킴을 언급하였다. 또한 Kim<sup>(8)</sup>등은 고무의 경도에 따른(Duro 40, 50, 60) 탄성계수와 손실계수의 주파수 의존도를 파악하였으며, 경도가 커질수록 주파수 증가에 따라 탄성계수의 증가량이 커짐을 실험을 통해 확인하였다.

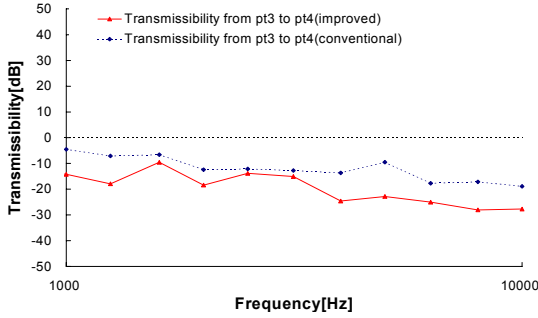
이러한 연구 결과들과 같이 고무 재료의 전단 탄성계수( $G_\omega$ )는 고무의 경도를 키울수록 주파수 증가에 따라 증가하는 폭이 커지기 때문에 이러한 고무의 동적 특성을 고려해 볼 때 고주파에서 식 (3)의 진동 전달률은 고무의 경도가 클수록 더 커질 수밖에 없음을 알 수 있다.

이와 같이 마운트의 경도 저감 결과 Fig. 5에서와 같이 마운트 변경으로 인하여 진동 전달률(transmissibility)이 고주파수(1 kHz 이상) 대역에서 감소했음을 유추할 수 있었다.

Fig. 6은 측정점 1~4의 가속도와 진동전달률을 같이 나타낸 것으로 1 kHz 이상의 고주파수 대역에서 파이프 상의 측정점 1,3에서의 가속도량은 별다른 변화가 없었으나 진동이 파이프에서 마운트를 지난 후 전달되는 선체에 해당하는 측정점 2,4에서는 진

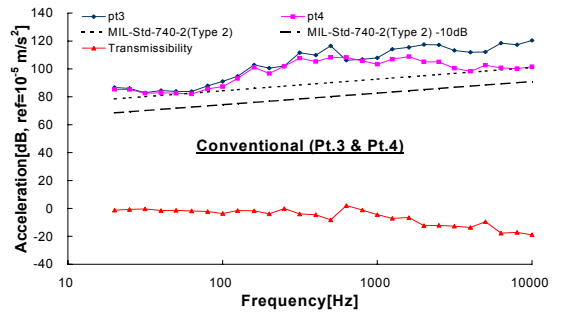


(a) Transmissibility from pt.1 to pt.2

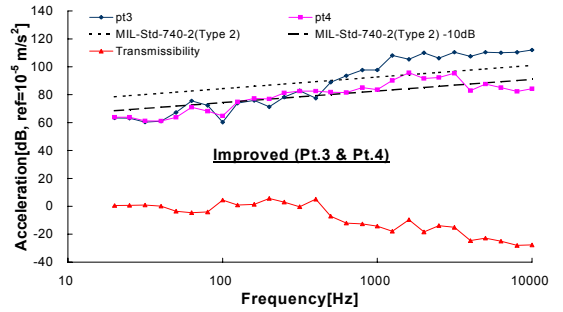


(b) Transmissibility from pt.3 to pt.4

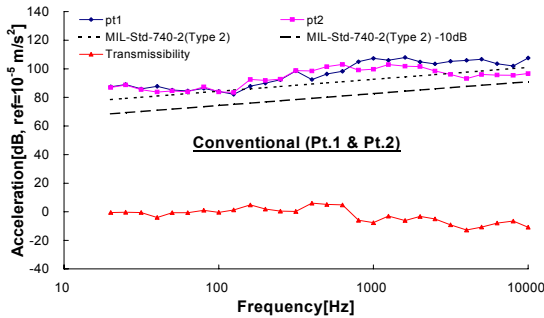
Fig. 5 Transmissibility of conventional and improved rubber mount



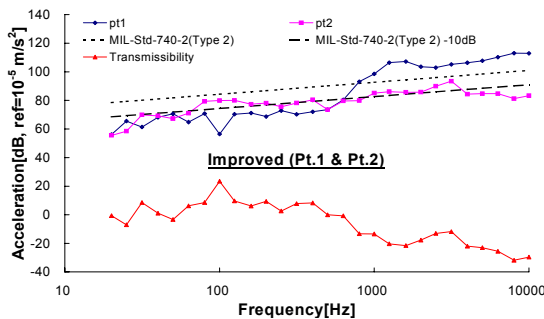
(c) Acceleration and transmissibility of pt.3&4(conventional)



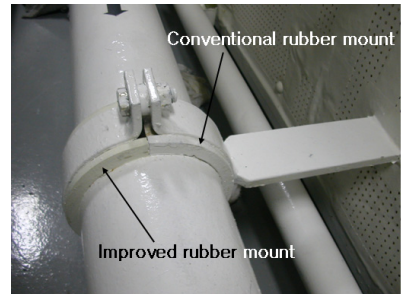
(d) Acceleration and transmissibility of pt.3&4(improved)



(a) Acceleration and transmissibility of pt.1&2(conventional)



(b) Acceleration and transmissibility of pt.1&2(improved)



(e) Construction of rubber mount

Fig. 6 Acceleration and transmissibility of pts. 1~4 and construction of rubber mount

동이 감소하였다는 것을 알 수 있었다. 여기서 1 kHz 이하 주파수 대역에서의 진동 저감은 밸브의 개선에 의한 효과인 것으로 판단이 된다.

Fig. 6에서 1 kHz 이하의 진동 전달률을 보면 진동 전달률이 기존 보다 오히려 증가했음을 알 수 있다. 배관에서의 진동이 큰 기준의 경우 격벽에서의 진동은 배관에 의한 진동이 크게 전달되어 전체 진동의 대부분이 배관에 의한 것이었다. 하지만 개선 결과 1 kHz 이하 저주파에서의 진동이 밸브 개선으로 인해 크게 감소되고 배관 마운트에 의해 전



달 진동이 크게 감소되어 격벽에서의 진동은 배관의 전달 진동 보다 주위의 기계류들에 의한 진동의 영향을 더 많이 받게 되었다. 따라서 개선 후 배관과 격벽 사이의 진동을 측정했을 때 배관보다 오히려 격벽 진동이 더 크게 나타났으며 따라서 Fig. 6(b)의 저주파 구간에서 진동전달률이 큰 것처럼 보여 지게 된 것이다.

마운트 변경에 대한 결과는 Fig. 6(e)에서와 같이 마운트의 교체 작업의 어려움 때문에 마운트의 하부에 해당하는 부분은 교체가 이루어지지 않아 마운트의 변경에 대한 효과를 완전히 파악이 될 수는 없었다. 향후 배관용 마운트의 상하부를 모두 변경하고 압축량 조정, 형상변경, 도장금지 등의 대책을 적용할 경우 진동 저감 효과는 더욱 커질 것으로 판단된다.

#### 4. 결 론

함의 토출부의 진동 개선 작업을 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 최초 계측 시 함의 토출계 중에서 MIL-STD-740-2, Type 2 규격을 만족시키는 측정점이 없었으나 역류방지 글로브 밸브와 고무 마운트의 경도 변화를 이용하여 이 지점에서의 진동을 저감시킬 수 있었다.

(2) 디스크를 케이지에 의해 가이드 되게 하여 좌우, 회전 방향의 운동을 구속시킨 역류방지 글로브 밸브를 적용함으로써 밸브로 인한 진동을 크게 저감시킬 수 있었으며 그 효과를 실선에 장착하여 검증해 볼 수 있었다.

(3) 고무의 재질을 CR65도에서 45도로 변형시킨 마운트를 적용하여 1 kHz 이상의 고주파수 대역에서 진동전달률이 감소했음을 알 수 있었다. 이를 통해 경도를 변경시킨 마운트를 상하 마운트에 모두 적용하고 압축량 조정, 최적화를 통한 형상변경, 도장금지 등의 대책을 추가로 적용할 경우 진동 저감 효과를 더욱 크게 볼 수 있을 것으로 판단된다.

#### 후 기

이 연구는 (주)코벨의 지원을 통하여 진행되었습

니다. 이에 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

(1) Han, H. S., Park, M. Y. and Jeong, W. B., 2008, "Analysis for Reducing Vibration Transmitted from the Sea-water Conveying Pipe to the Hull," Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 145~151.

(2) MIL-STD-740-2, 1986, "Structure Borne Vibratory Acceleration Measurements and Acceptance Criteria of Shipboard Equipment".

(3) Choi, B. H., Park, S. I. and Cheon, C. B., 2005, "A Case Study of Root Cause Analyses and Remedies for High Frequency Vibration of Globe Valve in Nuclear Power Plant Piping System," Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 394~399.

(4) Lee, H. S., Lee, Y. S., Cho, T. D. and Shin, S. K., 2004, "A Structural Vibration Analysis of the Air-operated Valve," Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 945~948.

(5) Ryu, K. W., Lee, J. S. and Kim, T. R., 2002, "A Study on the Chattering Phenomena of a Check Valve," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 12, No. 1, pp. 36~41.

(6) Park, C. H., Hong, S. C. and Park, C. B., 1993, "A Study on the Nonlinear Behavior of Check Valve System," Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 35~41.

(7) Snowdon, C. J., 1979, "Vibration Isolation; Use and Characterization," U.S Government Printing Office, Washington, USA.

(8) Kim, K. W., Lim, J. R., Han, Y. H., Son, H. G. and Ahn, T. K., 1998, "Analysis and Experiment of the Dynamic Characteristics of Rubber Material for Anti-vibration under Compression," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 8, No. 5, pp. 900~907.