

펌프류 장비의 고체음 저감에 관한 연구

°김상렬*, 김현실*, 김재승*, 강현주*, 고성윤**

Reduction of Structure-borne noise from machineries including pumps

Sang-Ryul Kim, Hyun-Sil Kim, Jae-Seung Kim, Hyun-Ju Kim, Sung-Youn Goh

ABSTRACT

Most of large structures such as ship, airplane, and so on have internal structure borne noise sources. The operation of the machineries results in vibration and noise of the structure. Particularly, the vibration of the machineries is transmitted to the far place from the sources and emits noise into the water or outdoor as well as the inner space of the structure. In the case of warships this emission into the water induces noise to reduce the performance of its underwater acoustic equipment. Therefore the structure borne noise levels of the installed machineries are strictly limited.

This paper shows examples of structure borne noise reduction from machineries including pumps.

1. 서론

대부분의 대형구조물 - 선박, 함정 등에는 자체 구동력을 갖는 기계류가 내부에 설치되어 있으며 해당 기계류의 구동 시에는 장비로부터 소음/진동이 전달되어 구조물 내,외의 소음/진동을 유발시킨다. 특히 장비의 진동 즉 고체음은 장비로부터 멀리 떨어진 지점까지 전달되어 구조물 전체에 걸쳐 소음을 야기시킬 뿐만 아니라 선박과 같은 해수와 접촉하는 구조물의 수중방사소음의 한 원인이 되고 있다. 이 수중방사소음은 함정과 같은 특수 구조물의 경우 함정의 수중음향장비의 성능을 감소시키는 등의 심각한 문제를 야기하므로 탑재되는 장비들에 대한 고체음 크기는 엄격히 규제되고 있으며 구조물 전체적으로 고체음 전파를 차단하기

위한 구조설계 뿐만 아니라 각기 장비들의 고체음 저감을 위한 연구가 지속적으로 이루어지고 있다.

한편 각기 장비들의 고체음 저감을 위한 연구는 크게 고체음원(펌프, 모터 등) 자체의 레벨감소와 그의 전달 차단이라는 관점으로 진행될 수 있는데 각 고체음원들의 결합으로 제작되는 장비에서는 각 음원 자체의 레벨감소보다는 고체음의 전달감소라는 관점에서 주로 연구가 진행되고 있다.

펌프류 장비의 고체음은 펌프 및 그의 구동원인 모터, 그리고 그 둘 사이를 연결하는 coupling 등에 의하여 발생된다고 볼 수 있는데 본 논문에서는 이러한 펌프류 장비의 진동 저감 사례를 보여주고자 한다.

2. 조타기 구동펌프의 고체음 저감

실선에 탑재된 Y사의 조타기 구동펌프의 고체음

* : 한국기계연구원 음향연구그룹

** : 종합기계㈜

레벨이 기준치를 초과함이 발견되었는데 본 장비는 이미 실선에 장착된 후라 장비의 교체 및 전체적인 크기변화와 같은 상당한 구조변화는 막대한 비용을 초래하여 불가능한 상태였다. 따라서 적은 구조변화를 통하여 발생된 고체음을 감소시켜야 했다.

본 장비의 대략적인 형상은 아래의 fig.2.1 과 같이 모터와 펌프, 그것들을 연결하는 coupling 및 유압탱크가 하나의 common bed 위에 올려진 형태로 되어있다.

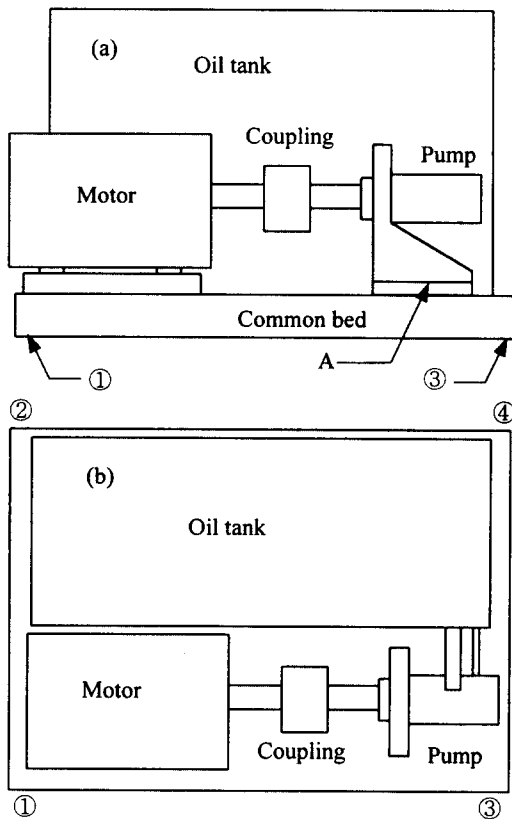


Fig. 2.1 조타기 구동펌프의 개략도;
(a) 정면도 (b) 평면도.

2.1 고체음 계측 및 분석

본 장비의 고체음레벨은 중주파수 이상에서 기준

치를 상회하였고 몇 개의 특정 주파수에서는 피크 현상을 보였다. 이는 fig.2.2 에서 볼 수 있는데 fig.2.2 는 본 장비의 고체음레벨을 각 측정 point 별로 기준치와 비교한 것으로 ref는 기준치를, pt.1~4는 각각 fig.2.1 의 ①, ②, ③, ④지점에서 계측된 가속도레벨을 나타낸다.

한편 그림에서 각 피크 성분들은 본 장비에서 사용된 모터(1800rpm)와 펌프(10개 blade), 그리고 coupling (22 개의 이를 가진 체인 coupling)의 회전에 의한 harmonic 성분들이며 고체음원으로 작용하고 있는 모터와 펌프 중 가장 큰 음원으로 작용하는 것은 펌프임을 모터와 펌프의 지지대위에서 계측된 가속도레벨을 비교한 결과 판단할 수 있었다.

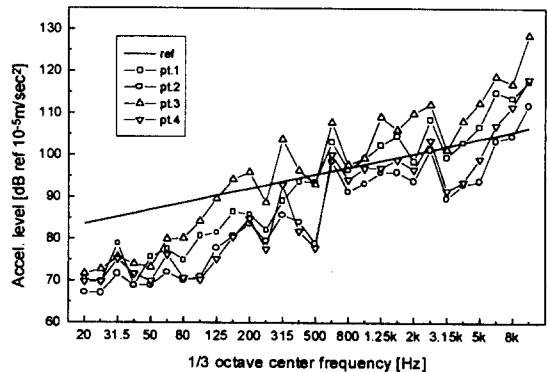


Fig. 2.2 조타기 구동펌프의 고체음레벨.

2.2 감소방안

앞서 기술한 바와 같이 본 장비는 실선에 이미 장착된 후라 common bed를 2개를 사용하는 2중 resilient mounting system 과 같은 구조 변경은 불가능하였다. 따라서 차선택으로 펌프 bracket 과 common bed 사이(fig.2.1 의 A 지점, fig.2.3 참조)에 방진고무패드를 삽입하여 고체음레벨 감소를 꾀하였다.

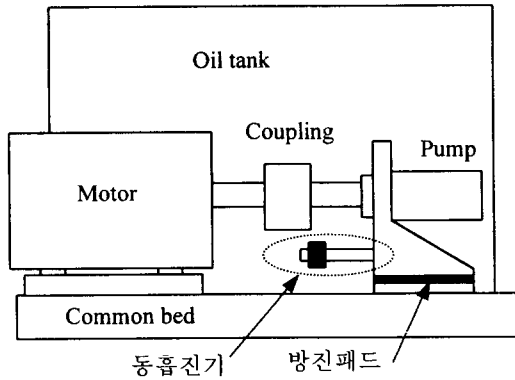


Fig. 2.3 방진패드 및 동흡진기 부착위치.

한편 방진고무패드 상부의 mass 와 패드를 1 차원 M-K system 으로 생각하면 방진고무패드의 진동 전달 감소효과는 이론적으로는 system 공진주파수의 $\sqrt{2}$ 배 이상의 주파수에서 나타날 수 있으나 일반적으로 안전율을 고려하여 2~3 배 이상의 주파수영역에서 그 효과를 기대하며 방진고무패드를 선정하여 사용하고있다[1].

본 장비에서는 구입이란 측면과 pump bracket 의 크기 등에 의하여 17x33cm², 8t 의 국산 방진고무패드를 선정하여 사용하였다. 이 8t 패드는 제작사의 카탈로그에 의하면 1000kg 의 하중이 0.1x0.1m² 의 패드 위에 작용할 때 3mm 의 변위가 발생한다. 패드 위의 펌프와 bracket 등의 무게는 100kg 이므로 결국 패드 system 의 고유주파수는 21.5Hz 가 된다. 따라서 최소 64.5Hz 이상의 주파수에서는 그 감소효과를 기대할 수 있을 것으로 판단되었다. 그 결과가 fig.2.4 에 나타나 있으며 그림에서 볼 수 있듯이 방진고무패드의 삽입으로 인하여 높은 주파수영역에서는 그 레벨이 감소하였다. Fig.2.4 은 full load 상태에서 측정지점③에서의 가속도레벨을 방진고무패드 삽입 전후에 대하여 비교한 것이다. 한편, 실제 설치시 펌프 bracket 은 펌프의 고정을

위하여 common bed 와 연결되어야 했으므로 결국 패드에 자체 중량 이외의 힘으로 일정량을 눌러야 했다. 이 누르는 힘 즉 패드의 초기 변위량이 고체음 감소량에 큰 영향을 주었는데 초기 변위량 상부의 mass 자체중량의 의한 변위량으로 접근할수록 고체음 감소량은 증가하였다. 결국 펌프를 고정할 수 있는 범위에서 bracket 을 최대한 느슨하게 연결하여 설치하였다.

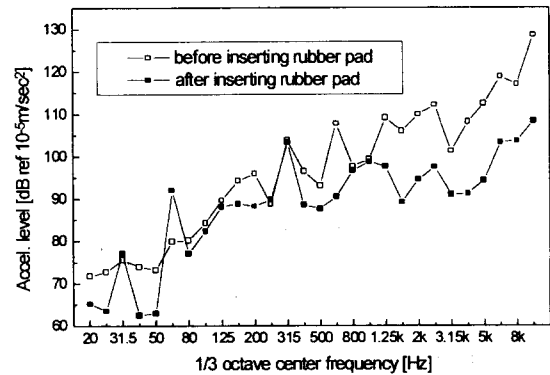


Fig. 2.4 방진고무패드 삽입 전후의 고체음레벨.

Fig.2.4 에서 63Hz 밴드성분이 패드 삽입전보다 증가하는 강한 피크가 발생하였는데 이는 협대역 계측을 통하여 60Hz 성분으로 밝혀졌다. 이 60Hz 성분은 펌프와 모터의 축이 패드삽입으로 인하여 어긋나는 현상(모터진동수 30Hz 의 2 배)을 보이기 때문인데[2] 패드삽입으로 펌프의 진동이 하부구조로 전달되는 양은 감소하였으나 자체진동은 오히려 증가하였기 때문에 모터와의 연결되는 coupling 에서 축이 어긋나는 현상이 더욱 심해진 것으로 판단되었다. 그러나 coupling 이 체인 coupling 이기 때문에 이 현상이 축계에 심각한 파손을 일으키지는 않았고 또한 그 레벨이 기준치를 그다지 초과하지는 않았을 뿐만 아니라 2 개의 common bed 를 이용하는 2중 resilient mounting 을 사용하여야 제거 할

수 있는 문제로 판단되어 최대한 축의 편심량을 줄이는 형태로 처리할 수 밖에 없었다.

또한 그림에서 315Hz 성분이 감소하지 않았는데 이 고체음성분은 현대역 계측에 의하면 300Hz의 강한 피크를 포함하고 있었다. 이 300Hz 성분은 펌프의 진동수 성분 즉, 모터의 회전수(1800rpm = 30Hz)×모터 blade 수(10 개)에 의한 것으로 판단되었다. 이의 감소를 위하여 fig.2.5와 같은 cantilever에 mass가 부착된 형태의 동흡진기를 제작하여 pump bracket에 설치하였다(fig.2.3 참조).

동흡진기의 모양은 fig.2.5와 같이 직경 20mm의 원형 봉에 나사홈을 내어 mass를 끼워넣은 형태로 만들어졌고 mass는 육각형의 이중 너트형태로 봉에 새겨진 나사를 따라 그 위치를 이동할 수 있도록 제작되었다.

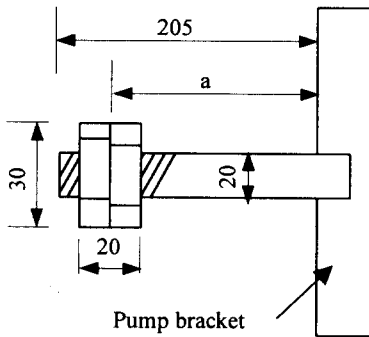


Fig. 2.5 동흡진기 (단위: mm).

이 동흡진기를 해석하면 mass가 없는 원형봉의 경우 345.3Hz의 공진주파수를 가지는 반면 mass가 있는 경우 그 위치에 따라 281.8Hz(a=205mm)에서 308Hz(a=164mm)까지 공진주파수가 변할 수 있다. 동흡진기를 본 장비에 설치 후 이를 tuning한 결과, 315Hz 밴드에서 7dB 정도의 효과를 볼 수 있었는데 Fig.2.6은 본 장비의 최종적인 결과를 보여주는 것으로 오수기의 정상작동시 각 계측지점에서의 가

속도레벨을 기준선에 대하여 비교한 것이다.

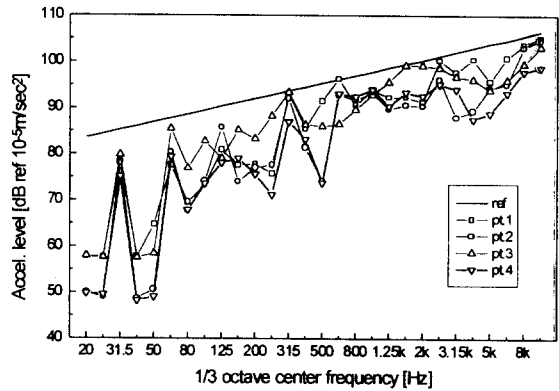


Fig. 2.6 동흡진기 부착후의 고체음레벨.

3. 오수처리기의 고체음 저감

2장의 조타기 구동펌프와 같이 실선에 탑재된 J사 오수처리기의 고체음레벨이 기준치를 초과하여 상당한 구조변화없이 고체음레벨을 감소시켜야 했다.

3.1 고체음 계측 및 분석

오수처리기는 fig.3.1과 같이 2대의 배출펌프와 1대의 공기 압축기용 모터가 4개의 오수저장탱크와 결합된 형태이며 고체음은 fig.3.2에서 알 수 있듯이 2500Hz 주파수영역에서 기준선을 초과하였으며 63Hz와 200Hz대역에서도 강한 피크를 발생하였다. 그림에서 ref는 기준선을 pt.1, 2, 3, 4, 5는 각각 fig.3.1의 측정지점 ①, ②, ③, ④, ⑤에서의 가속도레벨을 나타낸다. 이후 오수처리기의 고체음의 주된 원인을 알고자 각각의 source 즉 2대의 펌프와 1대의 모터를 지지하는 부위에서의 진동레벨을 측

정하였고 이로부터 63Hz의 고체음은 펌프와 모터가 같이 작용하고 있으나 200Hz와 2500Hz 대역에서는 모터가 주된 원인으로 판단되었다.(fig.3.3 참조)

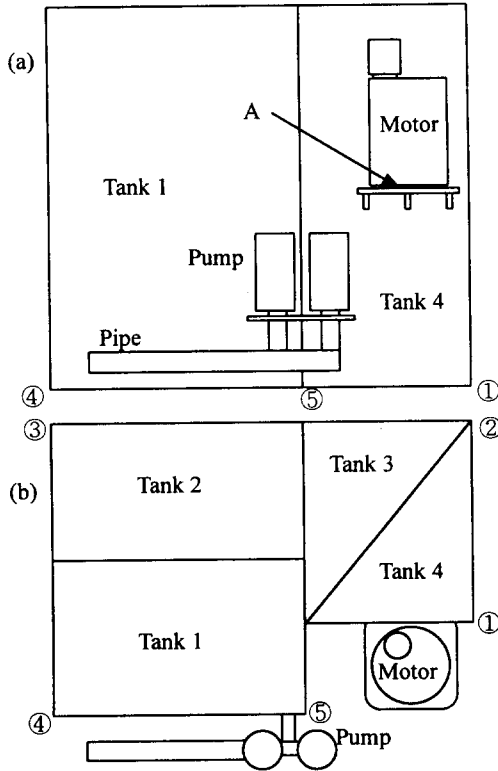


Fig. 3.1 오수처리기의 개략도(a) 정면도 (b) 평면도.

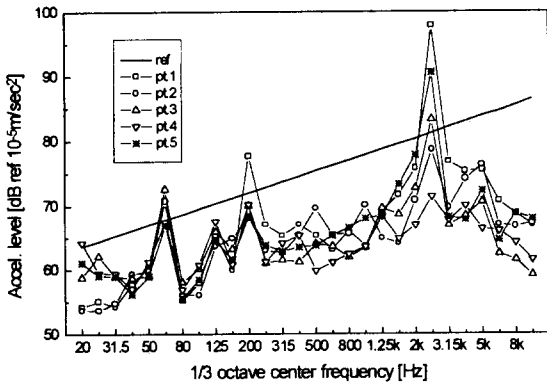


Fig. 3.2 오수처리기의 고체음레벨.

또한 63Hz의 성분도 크기에서는 모터성분이 10dB 정도 작았으나 모터와 펌프의 지지형태를 고려하면(모터는 tank 4의 벽면에 그 지지대가 바로 부착된 형태로 되어있어 고체음 전달 측면에서 펌프보다는 용이한 구조로 되어있다.) 모터성분의 감소에 의한 효과를 기대할 수 있을 것으로 판단되었다.

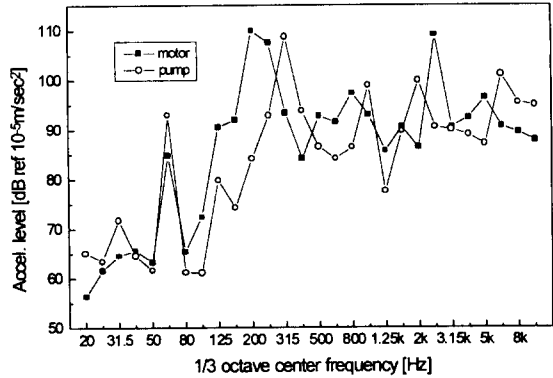


Fig. 3.3 펌프 및 모터 지지부의 고체음레벨

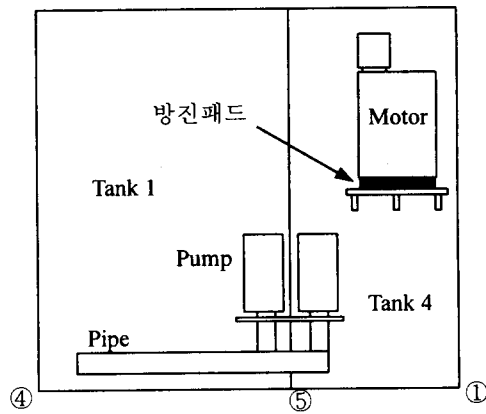


Fig. 3.4 방진패드 부착위치.

2.2 감소방안

모터의 고체음을 감소시키기 위하여 모터와 모터 지지부 사이(fig.3.1의 A 지점)에 방진고무패드를 삽입하여 모터로부터의 고체음전달을 감소시켰다

(fig.3.4 참조). 그 결과가 fig.3.5 에 나타나 있는데 그림에서 볼 수 있듯이 기준선을 초과하던 200, 2500Hz 대역의 성분이 감소하였을 뿐만 아니라 63Hz 대역에서의 성분도 그 감소량이 존재하였는데 이는 앞서 기술한 바와 같이 모터의 지지구조 형태가 고체음 전달에 용이하여 그 영향이 큰 것에 기인하는 것으로 판단된다. Fig.3.5 는 fig.3.2 와 같이 각 측정지점에서의 가속도레벨을 기준선과 비교한 것이다.

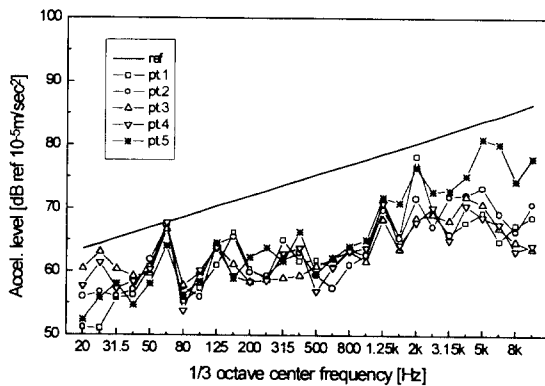


Fig. 3.5 방진패드 부착후의 고체음레벨.

4. 결론

본 논문에서 펌프류장비의 고체음저감을 위한 실제 해결사례를 조타기 구동펌프와 오수처리기를 통하여 소개하였다.

고체음저감을 위하여 중주파수 이상의 영역은 방진고무패드를, 특정한 주파수의 성분은 동흡진기를 사용하여 효과를 보았다.

현재 산업현장에서 많은 소음/진동문제는 시간과 비용의 제한을 받고 있으며 이의 해결을 위한 노력들이 계속되고 있다. 따라서 소음진동 공학자들

은 이후 유사한 문제의 발생시에 적용할 수 있도록 문제해결 즉시 해결과정에 대한 해석을 수행하여 database 화를 추구하여야 할 것이다.

참고문헌

- [1] 방진고무, bridgestone
- [2] 이안성, 베어링과 회전기계의 진동/소음, 베어링 기술 12, 한국종합기계주식회사, 1993
- [3] William T. Thomson, *Theory of vibration with applications*, Prentice-Hall, 1972
- [4] 대형구조물 구조안전성 확보기술개발 : 제 1 부 고체음 차단을 위한 구조최적화 기술개발, 한국기계연구원, UCN024-419.M, 1996
- [5] MIL-STD 740, 1966