

탄성층에 삽입된 음향 하이드로폰의 외부 유입소음 영향 연구

박 지 혜* · 이 종 길** · 신 구 균*** · 조 치 영***

<국문초록>

수중에서 UUV(Unmanned Underwater Vehicle)에 장착되는 수중 음향 센서 배열은 UUV의 측면이나 전면에 부착하여 외부 신호를 탐지하게 된다. 이러한 센서 배열은 UUV의 특성상 곡면배열(Conformal array) 형태이며 유체 유기 소음의 영향을 받는다. 따라서 본 논문에서는 탄성층에 삽입된 하이드로폰이 외부 유입 소음의 영향을 받는 정도를 해석하였다. 유입 소음은 난류 경계층에서 발생하는 Corcos 모델을 이용하였고 주파수 밀도 함수를 이용하여 수치해석 하였다. x-방향의 파수인 k_x 에 다른 전달함수의 특성은 탄성층의 두께가 커질수록 전달함수의 적분값은 적어지므로 소음의 영향은 줄어드는 것으로 나타났다. 또한 탄성층 및 고정판의 탄성계수, 밀도 등의 변화가 전달함수 값의 변화를 일으키는지를 조사하였다. 향후 이러한 연구는 UUV에 장착되는 곡면 배열 센서의 설계에 활용할 수 있을 것으로 판단된다.

주제어: 하이드로폰, 수중 음향 센서 배열, 유체 유기 소음, 소음 저감

* 안동대학교 대학원 정밀기계공학과 석사과정

** 교신저자 : 이종길(jlee@andong.ac.kr), 안동대학교 사범대학 기계교육과 교수

*** 국방과학연구소 제6연구개발본부 책임연구원

I. 서론

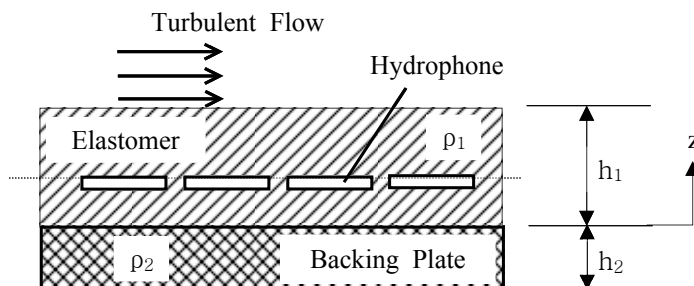
1. 연구의 필요성

무인 잠수정(UUV, Unmanned Underwater Vehicle)에 장착되어 사용되는 곡면 배열형 음향센서(conformal array)는 수중이라는 다중 음파 전달경로 환경에서 다중 통신을 수행하면서도 고 신뢰성과 높은 정보 전송능력을 보유하여야 한다. 또한 이러한 수중통신용 음향센서 배열은 장착 플랫폼이 운동할 때 발생하는 추진, 유동 및 기타 외부 진동 등으로부터 발생하는 소음의 유입을 최대한 차단하여야 하며 장착 플랫폼의 기동에 영향을 주어서도 안 된다. 따라서 수중 통신용 네트워크 중 잠수함 또는 무인 잠수정에 장착되는 수중통신용 음향센서 배열을 개발하기 위하여서는 넓은 주파수 대역, 고출력 송신 및 고감도 수신 특성과 특정 지향성의 구현이 가능하며 플랫폼에서 돌출된 별도의 구조물이 없이 플랫폼의 외부에 직접 장착되어 운용되는 곡면 배열형 음향센서에 대한 연구가 필수적으로 요구된다(Benjamin, 2001).

UUV에 장착되는 하이드로폰은 수중에서의 UUV 운동에 의한 유체의 난류 유동으로 인한 유동 유기 소음이 문제가 된다. 따라서 이러한 형태의 유동 유기 소음이 곡면 배열 센서에 어떤 영향을 미치는지 그리고 소음 영향을 최소화 할 수 있는 구조는 무엇인지 연구할 필요가 있다.

2. 연구의 목적

[그림 1]은 TBL(turbulent boundary layer)에 의한 유동 유기 소음이 탄성층 내에 삽입되고 뒤판에 의하여 지지된 구조를 보인 것이다.



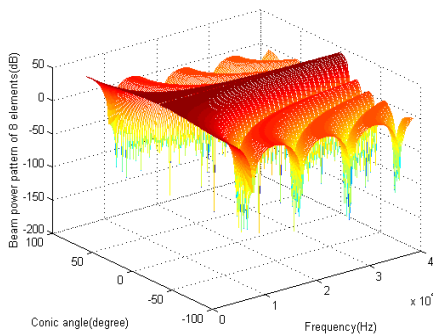
[그림 1] 탄성 일라스토머 내에 삽입된 구조를 가진 음향 하이드로폰 배열

이는 수중 음향센서에 어떤 영향을 미치는지를 보기 위한 기본 설치 구조를 나타낸 것이다. [그림 1]에서와 같이 하이드로폰은 탄성층(보통 고체형태의 폴리우레탄)에 삽입된 구조이며 탄성층의 두께, 재질, 탄성계수, 밀도에 따라 전달함수(transfer function)가 달라질 것이다. 따라서 본 연구의 목적은 [그림 1]에 제시된 탄성층의 두께, 밀도, 탄성계수 등의 변화에 따른 주파수 밀도 함수의 변화를 수치해석 하는 것이며 향후 곡면배열 센서의 설계에 기초 자료로 활용하고자 한다.

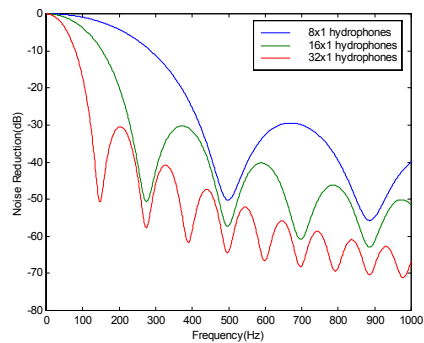
3. 선행 연구 조사

NUWC에서 REMUS라는 UUV에 장착하기 위한 선체 고정형 곡면배열센서를 개발하였는데 개별 센서 엘리먼트는 폭 31mm, 높이 62mm, 두께 13mm로 구성되어 있고 단일 센서는 1-3 피에조 폴리머 복합체(1-3 piezo polymer composite)이다. REMUS의 사용 주파수 대역은 10~40kHz 범위이며 UUV 곡면에 부착하기 위하여 센서가 몸체의 곡면과 같은 반경으로 휘어진 형태이다(이종길, 2007, Freitag et al., 2001).

배열센서에 유입되는 유체유기소음은 배열의 형상, 엘리먼트의 형상 등에 따라 다르다. 특히 곡면배열에 장착된 사각형 형태의 하이드로폰에 대한 소음 저감해석은 이를 잘 표현하고 있다. 상용 소프트웨어를 이용한 선체에 부착된 곡면배열센서의 소음 특성해석을 시도한 경우도 있다(이종길, 2007). [그림 2]의 (a)에는 주파수와 원추각에 따른 빔 형태(beam pattern)의 변화를 보인 것으로 고주파수로 갈수록 지향성이 높아지는 경향이 있음을 알 수 있다.



(a)



(b)

[그림 2] 배열 형태에 따른 빔 형태와 소음저감 특성: (a) 주파수와 원추각에 따른 빔 형태의 변화, (b) 하이드로폰 배열 개수에 따른 소음 저감 특성(이종길, 2007)

(b)에서는 하이드로폰 개수가 늘어날수록 소음 저감 효과는 커지며 이는 배열 설계 시 단일 센서보다 배열의 개수를 늘린 구조가 외부 유입 소음을 효과적으로 차단할 수 있는 구조임을 알 수 있다.

Montgomery(1993)는 측면에 부착할 수 있는 곡면 배열 센서에 대하여 유입 소음 저감 해석을 하였는데 본 연구에서와 같이 탄성층에 삽입되어 외부 유입 소음의 영향을 받는 센서의 해석은 이루어지지 않았다. Ko 등(2001)은 구조물의 특성에 따른 유체 유기 소음의 저감 효과를 연구하였다.

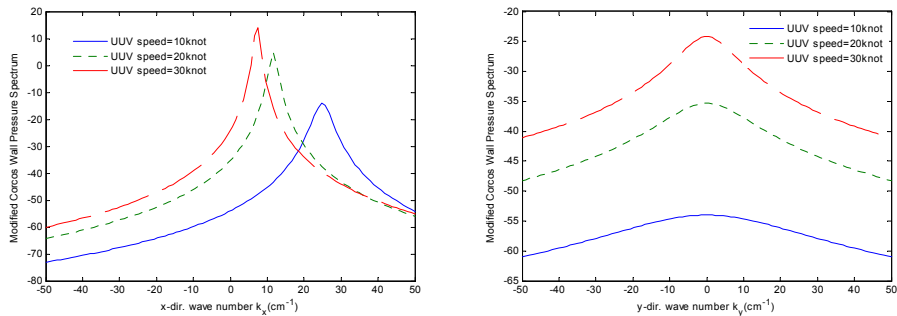
II. 벽면 압력과 주파수 밀도 함수

1. Corcos 벽면 압력

선체표면에 부착된 선배열이나 곡면배열은 선체가 운동을 할 경우 선체표면과 유체와의 유동마찰에 의한 난류유동소음이 발생한다. 이 때 Corcos 모델의 난류벽면압력 주파수 스펙트럼 함수는 다음과 같다(Ko, 2001, Montgomery, 1993).

$$P(k_x, k_y, \omega) = a_o \rho^2 v_*^4 / \omega \times \frac{a_1 a_2 k_c^2}{\pi^2 [(k_x - k_c)^2 + (a_1 k_c)^2] [k_y^2 + (a_2 k_c)^2]} \quad (1)$$

식 (1)에서 k_x , k_y 는 각각 x , y 방향의 파수이며 k_c 는 ω/Uc 이고 ρ 는 유체밀도이며 ω 는 원주파수이다. Uc 는 대류 유체 속도, a 는 상수, ω 는 원주파수이다.



[그림 3] UUV의 운항 속도에 따른 Corcos 벽면 압력의 변화 특성: (a) k_x 에 따른 압력 변화, (b) k_y 에 따른 압력 변화(이종길, 박지혜, 2007)

[그림 3]에서와 같이 식 (1)에 표현된 Corcos 벽면 압력은 동일한 k_x 및 k_y 의 경우에 대하여 UUV의 운항 속도에 비례한다. UUV의 운항 속도가 증가하면 Corcos 벽면 압력이 따라서 증가한다. UUV의 운항 속도에 따라 벽면 압력의 크기가 달라지므로 센서 배열을 설계할 경우 적절한 운항속도를 고려할 필요가 있다(Vassas, 1999).

2. 주파수 밀도 함수

선체표면에 부착된 선배열이나 곡면배열은 선체가 운동을 할 경우 선체표면과 유체와의 유동마찰에 의한 난류유동소음이 발생하는 Corcos 모델의 난류벽면압력 주파수 스펙트럼 함수는 $P(k_x, k_y, \omega)$ 이다. [그림 1]에서 벽면압력 스펙트럼은 다음과 같은 주파수 밀도함수, $Q(\omega)$ 로 표현된다(Ko, 2001, Montgomery, 1993, Corcos, 1963).

$$Q(\omega) = 2\pi \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} P(k_x, k_y, \omega) \times S(k_x, k_y) A(k_x, k_y) \times T_z(k_x, k_y) dk_x dk_y \quad (2)$$

$$T_z(k_x, \omega) = \rho c^2 (k_x^2 - \beta^2) \{ [\cos(\alpha z)] A_1 + [\sin(\alpha z)] B_1 \} + 2i\rho c^2 k_x \beta \{ [\sin(\beta z)] A_2 - [\cos(\beta z)] B_2 \} \quad (3)$$

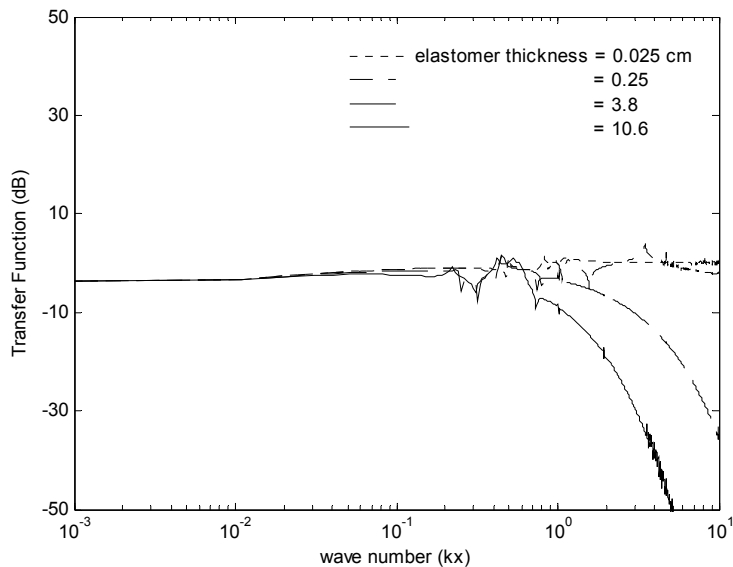
식 (2)에서 $S(k_x, k_y)$ 는 하이드로폰 함수, $A(k_x, k_y)$ 는 배열 함수, 식 (3)에서 $T_z(k_x, k_y)$ 는 전달함수이다. 식 (3)에서 ρ 는 밀도, c 는 전단 파속, $\alpha = \sqrt{k_d^2 - k_x^2}$, $\beta = \sqrt{k_s^2 - k_x^2}$, z 는 [그림 1]에서의 수직 좌표값, A_1, A_2, B_1, B_2 는 미지의 계수이다. 해석의 간편함을 위하여 식 (2)에서 하이드로폰이 배열형태가 아닐 경우 그리고 하이드로폰의 형상이 점음원 형태일 경우로 가정하여 $S(k_x, k_y)$ 와 $A(k_x, k_y)$ 의 곱을 1로 하여 수치해석하면 복잡한 계산을 줄일 수 있어 전체적인 특성을 이해하는데 효과적일 것이다.

III. 외부 유입 소음 영향 해석 및 결과

식 (2)에 제시된 주파수 밀도 함수는 $P(k_x, k_y)$, $S(k_x, k_y)$, $A(k_x, k_y)$, $T(k_x, k_y)$ 의 함수를 알아야 풀 수 있는 이중 적분식이다. 그러나 이중 적분의 특성에서 알 수 있

듯이 전달함수 T 의 크기가 클수록 적분 면적은 커지며 따라서 $Q(\omega)$ 값 역시 커진다. 소음 저감은 $Q(\omega)$ 값의 감소를 의미한다. 따라서 본 수치해석에서는 식 (2)를 전체 이 중 적분하는 복잡한 방법을 피하고 단지 전달함수 $T(kx, ky)$, 난류벽면압력 주파수 스펙트럼 함수 $P(kx, ky, \omega)$ 및 두 함수의 곱을 계산하여 소음 저감효과를 예측하였다.

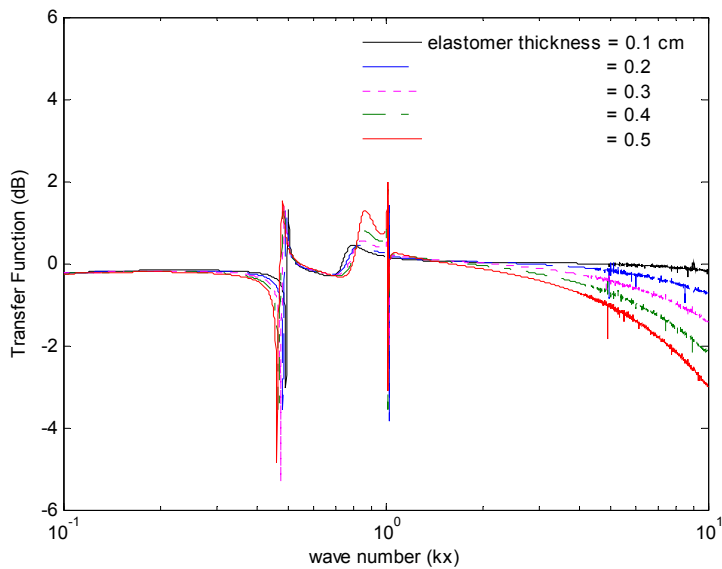
[그림 4]~[그림 11]에는 탄성층의 두께, 밀도, 탄성계수 등의 물리적 변화에 따른 수치해석 결과를 보인 것이다. 먼저 [그림 4]에는 탄성층의 두께가 0.025cm~10.6cm로 임의로 변화하였을 때 전달함수의 변화를 보인 것이다. 탄성층의 두께가 두꺼울수록 소음 저감효과가 커짐을 알 수 있다. 두께 변화에 민감한 영역은 파수가 0.1보다 큰 범위이며 파수가 0.1보다 작은 영역에서는 두께 변화는 전달함수에 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. [그림 5] 탄성층의 두께를 1mm~5mm로 변화시키면서 전달함수를 관찰하였으며 같은 방법으로 [그림 6]은 탄성층의 두께를 31mm에서 일정 간격으로 증가시켜 전달함수의 크기를 보았는데 [그림 4]와 동일한 결과를 얻었다. 특히 [그림 6]에서 탄성층의 두께가 31mm에서 32mm로 1mm 변화시켰을 때 파수가 적을 때 전달함수가 급격히 변화함을 알 수 있는데 곡면 배열 최적 설계시 이러한 특성을 반영하여 설계할 필요가 있다고 사료된다.



[그림 4] 탄성층의 두께에 따른 전달함수의 변화(0.025cm~10.6cm)

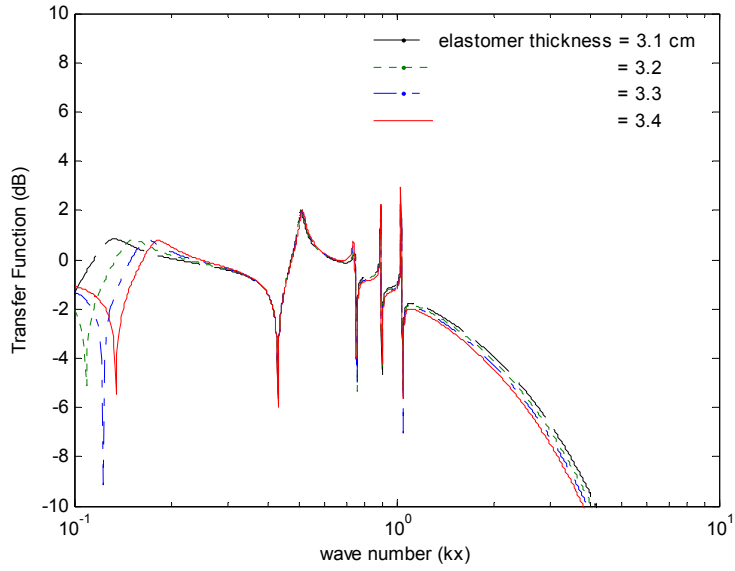
[그림 7]에는 일정한 벽면 주파수를 가진 Corcos 모델에서 $P(kx, ky, \omega) \cdot T(kx, ky)$ 의 형상을 보인 것이다. 파수가 0의 값을 기준으로 양쪽으로 갈수록 곱의 값은 감소

함을 알 수 있다. 또한 [그림 8]에는 Corcos 스펙트럼의 외부 압력 주파수의 변화에 따른 압력과 전달함수의 곱의 변화를 보였다. 외부 벽면 압력의 주파수는 각각 $\omega = 0.5\text{kHz}, 1\text{kHz}, 2\text{kHz}$ 로 변화시키면서 식 (2)의 $P(k_x, k_y, \omega) \cdot T(k_x, k_y)$ 의 변화를 관찰하였다. 그림에서와 같이 벽면 압력의 주파수가 높을수록 곱의 면적은 줄어들어 소음 저감에 효과가 있음을 알 수 있다. [그림 4]~[그림 6]의 결과를 통하여 일라스토머의 두께는 센서를 보호하는 효과도 있지만 외부 유입소음을 감소시키는 역할도 할 수 있음을 확인하였으며 탄성층의 두께가 얇은 범위에서의 변화는 더욱 민감하였다.

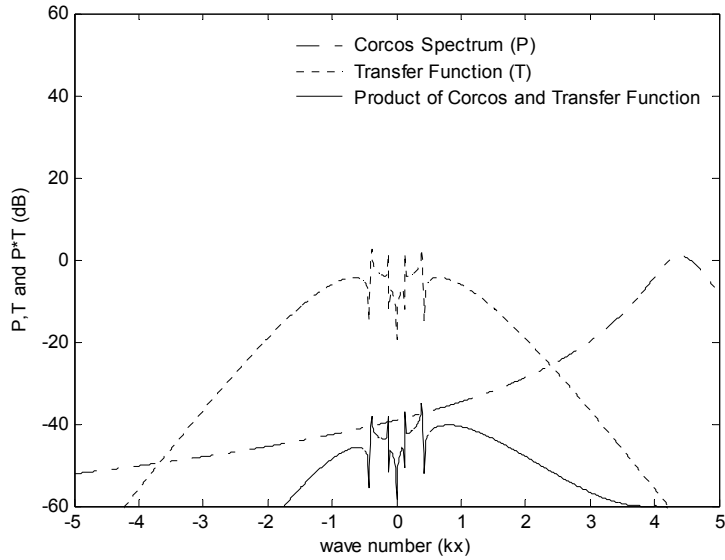


[그림 5] 탄성층의 두께에 따른 전달함수의 변화(1mm~5mm)

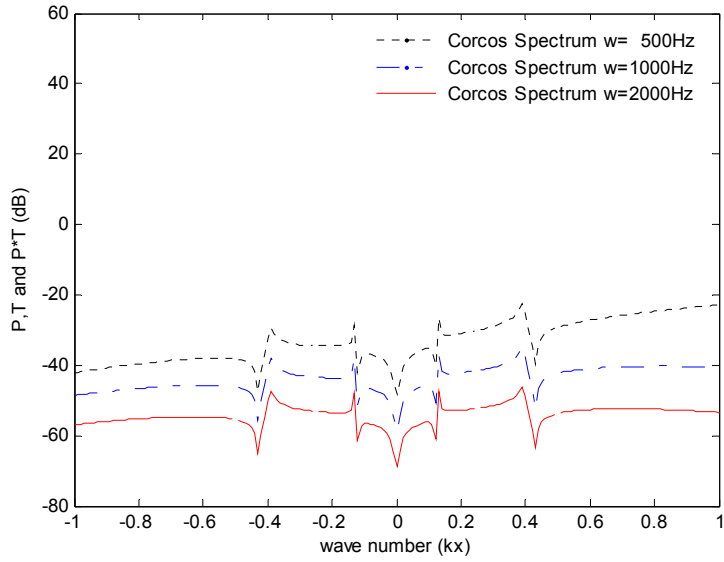
[그림 9]에는 [그림 1]에서 센서를 고정시키는 고정판(backing plate)의 탄성계수 (Young's modulus)의 값을 일정 간격으로 증가시켰을 때 전달함수의 변화를 수치 해석한 결과를 나타낸 것이다. 탄성계수의 값이 $19 \times 10^{11} \text{ dyne/cm}^2 \sim 50 \times 10^{11} \text{ dyne/cm}^2$ 까지는 면적이 증가하였으나 $70 \times 10^{11} \text{ dyne/cm}^2$ 에서는 감소함을 알 수 있다. 이러한 경향은 고정판의 탄성계수의 값의 증가는 전달함수 면적의 증가로 이어지지 않음을 의미한다. 특히 센서를 고정할 때 고정판의 탄성계수의 값을 최적치로 계산하여 선정하여야 할 것이다. 최적치는 설계상의 최적치이며 고정판의 두께가 두꺼우면 유입소음이 차단되어 좋지만 재료의 소비가 많아 적절한 최적치를 설계하여 제작하여야 한다.



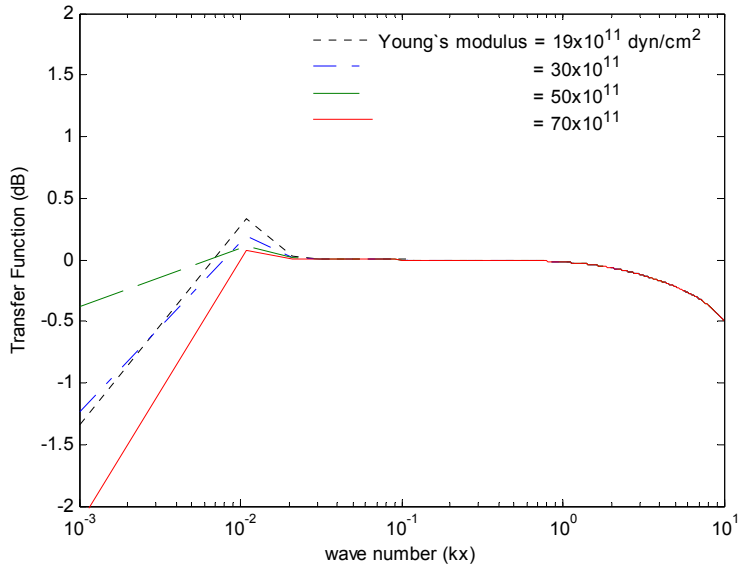
[그림 6] 탄성층의 두께에 따른 전달함수의 변화(31mm~34mm)



[그림 7] Corcos 벽면 압력과 전달함수의 곱의 파수 kx 에 따른 변화량

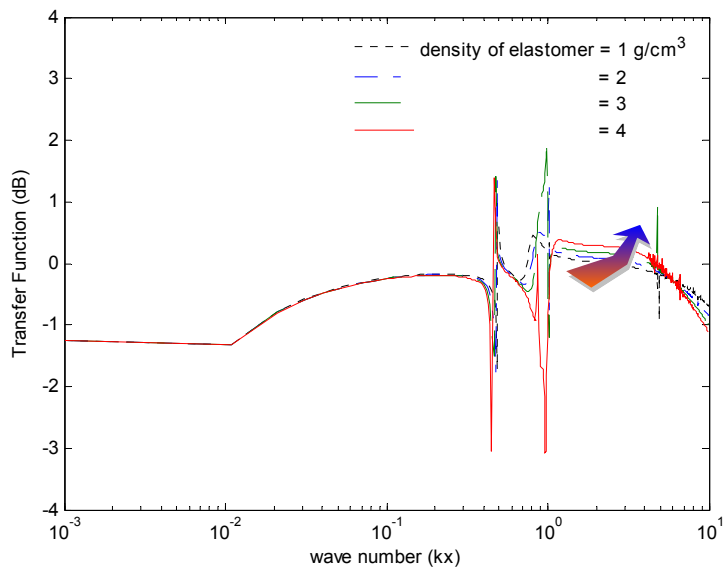


[그림 8] Corcos 스펙트럼의 외부 압력 주파수의 변화에 따른 압력과 전달함수의 곱의 변화($\omega=0.5\text{kHz}, 1\text{kHz}, 2\text{kHz}$)



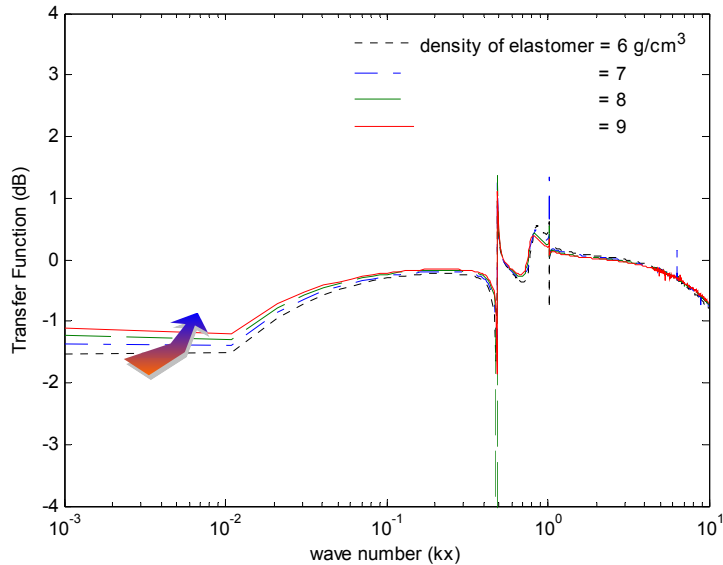
[그림 9] 고정판의 탄성계수의 값의 변화에 따른 전달함수의 변화($E=19 \times 10^{11}$ dyne/cm²~ 70×10^{11} dyne/cm²)

[그림 10]에는 탄성층의 두께와 고정판의 두께를 각각 $h_1=0.2\text{cm}$, $h_2=5.08\text{cm}$, 고정판의 밀도를 $\rho_2=7.8\text{g/cm}^3$ 로 하였을 때 탄성층 재료의 밀도 변화($\rho_1=1.0\text{g/cm}^3\sim 4.0\text{g/cm}^3$)에 따른 전달함수의 변화를 나타낸 것이다. 주로 파수 kx 의 값이 1~10 사이에서 탄성층 재료의 밀도가 증가할수록 전달함수 값은 증가하여 주파수 밀도 함수의 적분값을 증가시키는 요인이 되었다. 이는 탄성층 재료의 밀도 증가는 외부 유입 소음 저감에 도움이 되지 않음을 보여주는 것이다. 그러나 kx 의 값이 1보다 작은 범위에서는 탄성층의 밀도변화가 전달함수에 영향을 거의 미치지 않음을 알 수 있었다.



[그림 10] 탄성층 재료의 밀도 변화에 따른 전달함수의 변화($\rho_1=1.0\text{g/cm}^3\sim 4.0\text{g/cm}^3$)

[그림 11]은 두께 $h_1=0.2\text{cm}$, $h_2=5.08\text{cm}$ 밀도 $\rho_1=1.2\text{g/cm}^3$ 로 고정하고 고정판 재료의 밀도를 변화($\rho_2=6.0\text{g/cm}^3\sim 9.0\text{g/cm}^3$) 하였을 때 전달함수의 변화를 나타낸 것이다. 주로 파수 kx 의 값이 0.001~0.1 범위에서는 고정판 재료의 밀도가 증가할수록 전달함수 값은 증가하여 주파수 밀도 함수의 적분값을 증가시키는 요인이 되었다. 이는 고정판 재료의 밀도 증가는 외부 유입 소음 저감에 도움이 되지 않음을 보여주는 것이다. 그러나 kx 의 값이 0.1보다 큰 영역에서는 고정판의 밀도변화가 전달함수에 영향을 거의 미치지 않음을 알 수 있었다.



[그림 11] 고정판 재료의 밀도 변화에 따른 전달함수의 변화($\rho_2=6.0 \text{ g/cm}^3 \sim 9.0 \text{ g/cm}^3$)

[그림 10]과 [그림 11]에서는 파수의 범위에 따라 서로 상반된 결과를 보인다. 고파수(high wave number)의 범위에서는 탄성층의 밀도 증가는 소음 저감에 불리하나 고정판의 밀도 증가는 영향을 미치지 않았고 저파수(low wave number)에서는 오히려 고정판의 밀도 증가는 소음 저감에 불리하였으나 탄성층의 밀도 증가는 영향을 미치지 않았다.

IV. 결론

본 논문에서는 탄성층에 삽입된 하이드로폰이 외부 유입 소음의 영향을 받는 정도를 해석하였다. 유입 소음은 난류 경계층에서 발생하는 Corcos 모델을 이용하였고 주파수 밀도 함수를 이용하여 수치해석 하였다. 소음 저감을 위한 변수로는 탄성층의 두께, 밀도, 고정판의 탄성계수, 밀도 등을 선정하여 수치해석 하였으며 다음과 같은 결과를 얻었다.

첫째, 탄성층의 두께를 0.025cm~10.6cm로 임의로 변화하였을 때 탄성층의 두께가 두꺼울수록 소음 저감효과가 커짐을 알 수 있었다. 두께 변화에

민감한 영역은 파수가 0.1보다 큰 범위에서이며 파수가 0.1보다 작은 영역에서는 두께 변화는 전달함수에 영향을 미치지 않음을 알 수 있었다.

둘째, 탄성층의 두께를 1mm~5mm로 변화시키면서 전달함수를 관찰하였으며 같은 방법으로 탄성층의 두께를 31mm에서 일정 간격으로 증가시켜 전달함수의 크기를 보았는데 동일한 결과를 얻었다.

셋째, 외부 벽면 압력의 주파수를 각각 $\omega=0.5\text{kHz}$, 1kHz , 2kHz 로 변화시키면서 $P(k_x, k_y, \omega)*T(k_x, k_y)$ 의 변화를 관찰하였다. 벽면 압력의 주파수가 높을수록 곱의 면적은 줄어들어 소음 저감에 효과가 있음을 알 수 있다.

넷째, 고정판의 탄성계수 값을 일정 간격으로 증가시켰을 때 전달함수의 변화를 수치 해석한 결과 탄성계수의 값이 $19 \times 10^{11} \text{ dyne/cm}^2 \sim 50 \times 10^{11} \text{ dyne/cm}^2$ 까지는 면적이 증가하였으나 $70 \times 10^{11} \text{ dyne/cm}^2$ 에서는 감소함을 알 수 있다. 이러한 경향은 고정판의 탄성계수의 값의 증가는 전달함수 면적의 증가로 이어지지 않음을 의미한다.

다섯째, 탄성층의 두께와 고정판의 두께를 각각 $h_1=0.2\text{cm}$, $h_2=5.08\text{cm}$, 고정판의 밀도를 $\rho_2=7.8\text{g/cm}^3$ 로 하였을 때 탄성층 재료의 밀도 변화($\rho_1=1.0 \text{ g/cm}^3 \sim 4.0 \text{ g/cm}^3$)에 따른 전달함수의 변화는 주로 파수 k_x 의 값이 1~10 사이에서 탄성층 재료의 밀도가 증가할수록 전달함수 값은 증가하였다. 같은 조건에서 고정판 재료의 밀도를 변화($\rho_2=6.0 \text{ g/cm}^3 \sim 9.0 \text{ g/cm}^3$) 하였을 때 전달함수의 변화는 주로 파수 k_x 의 값이 0.001~0.1 범위에서는 고정판 재료의 밀도가 증가할수록 전달함수 값은 증가하여 주파수 밀도 함수의 적분값을 증가시키는 요인이 되었다.

이와 같은 결과를 이용하여 탄성층에 삽입된 음향 하이드로폰의 외부 유입 소음 저감과 최적의 빔 형상을 구현할 수 있는 배열 구조를 최적 설계 하는데 기초 자료로 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 방위사업청과 국방과학연구소의 지원으로 수행되었으며, 이에 깊이 감사드립니다. 계약번호(UD070054AD)

참고문헌

- 이종길(2007). 유입 환경소음 저감을 위한 선배열 하이드로폰 설계. 환경연구논문집, 7(1), 83-89.
- 이종길, 박지혜(2007). 유동 유기 소음으로 인한 주파수 밀도 함수의 변화의 수치해석 연구. 과학교육연구논문집, 10, 147-153.
- 이종길(2007). 선배열 음향센서의 지향 특성 해석. 과학교육연구논문집, 10, 141-146.
- Benjamin, K.(2002). **Recent advances in 1-3 piezoelectric polymer composite transducer technology for AUV/UUV acoustic imaging applications.** *Journal of Electroceramics*, 8, 145-154.
- Corcos, G. M.(1963). **The structure of the turbulent pressure field in boundary layer.** *Journal of Acoustical Society of America*, 35(2) 353-378.
- Freitag, L., Grund, M., Catipovic, J., Nagle, D. Pazol, B., Glynn, J. (2001). **Acoustic communication with small UUVs using a hull-mounted conformal array.** *Proceedings of Oceans*, 2270~2275.
- Ko, S., Pyo, S., Seong, W.(2001). **Structure- borne and flow noise reductions-mathematical modelling.** Seoul National Univ. Press.
- Montgomery, R.(1993). **An analytical model for turbulence-induced flexural noise in large conformal sonar arrays.** NRL-7175 Report.
- Vassas, M. St. Beretti, Audoly, C.(1999). **Evaluation of flow noise on a hull mounted sonar array.** *Proceedings of Underwater Defense Technology 99*, 356-359.

<Abstract>**Investigation of Outer Flow Noise Reduction of the Hydrophones Embedded in the Elastomer****Ji-hye Park* · Jongkil Lee** · Ku-kyun Shin*** · Chi-yong Cho*****

Underwater acoustic sensor array can detect acoustic signal in underwater and the sensor array can be mounted in each left, right or front side of the UUV(Unmanned Underwater Vehicle). The sensor array could be conformal array and effected turbulent boundary layer flow noise. Therefore, in this paper numerical simulations were performed to know the how the outer flow noise affect the hydrophone which embedded in the elastomer. Corcos wall pressure model was used as turbulent boundary layer flow noise and this model was applied to the frequency density function. Characteristics of transfer function according the kx wave number were simulated and design parameters were thickness of elastomer, density, and modulus of elasticity. Based on the simulation results when increasing the thickness of elastomer noise reduction was increased. This results can be applied to the design of conformal array of UUV.

Key words: hydrophone, underwater acoustic sensor array, flow induced noise, noise reduction

* Department of Precision Mechanical Engineering, Graduate School, Andong National University

** Correspondence : jlee@andong.ac.kr, Professor of Mechanical Engineering Education, College of Education, Andong National University

*** Agency for Defense Development