Journal of the Korean Society of Marine Environment & Safety
Research Paper
Vol. 21, No. 6, pp. 751-758, December 31, 2015, ISSN 1229-3431(Print) / ISSN 2287-3341(Online) http://dx.doi.org/10.7837/kosomes.2015.21.6.751

선박용 대형 덕트의 소음 특성 전산해석 연구

송지훈* · 홍석윤** · 이이수** · 권현웅***†
* 전남대학교 조선해양공학전공, ** 서울대학교 조선해양공학과, *** 거제대학교 조선해양공학과

Computational Analysis on the Noise Characteristics of Ship Large Duct

Jee-Hun Song* · Suk-Yoon Hong** · Yi-Soo Lee** · Hyun-Wung Kwon***†
* Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Chonnam National University, Yeosu 59626, Korea
** Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Seoul 08826, Korea
*** Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Koje College, Geoje-si 53325, Korea

요 약 : 공조시스템의 소음 예측은 주로 NEBB에서 제안한 경험적인 방법에 의해 수행된다. 그러나, NEBB에서 제안한 방법은 선박에만 있는 대형 덕트의 요소를 반영하지 못하므로 선박에 적용하는데 한계가 있다. 본 논문에서는 선박용 대형 덕트의 소음 예측을 위한 전산해석방법을 연구하였다. 경계요소법을 사용하여 대형 덕트의 단위 길이당 소음 감소량에 대한 추정식을 개발하였고, 경계요소법과 전산유체역학을 사용하여 보강재가 설치된 대형 덕트에서의 유동기인소음을 예측하였다. 유입 유속이 $10m/s$, 보강재의 종류가 200플랫 바인 경우 100 dB 이상의 큰 소음이 발생하는 것을 알 수 있었다. 또한, 경계요소법과 유한요소법을 사용하여 덕트 투과 소음을 예측하였다. 덕트 내부와 외부의 음압 값 차이는 대략 10~15 dB정도 인 것을 알 수 있었다. 이를 통해 조선소에서는 대형 덕트를 포함한 선박 HVAC 소음 예측을 할 수 있을 것으로 기대한다.

핵심용어 : 공조 소음, 덕트 소음, 경계요소법, 전산유체역학, 유한요소법, 유동소음, SYSNOISE

Abstract : *Noise prediction for HVAC(Heating, Ventilating and Air Conditioning) systems are normally performed by empirical method suggested by NEBB(National Environmental Balancing Bureau, 1994). However, the method is not suitable for large ducts in ships. In this paper, computational analysis methods are used to develop a noise prediction method for the large ducts in ships. To develop regression formula of attenuation of sound pressure level in large ducts, Boundary Element Method(BEM) is used. BEM and Computational Fluid Dynamics(CFD) are applied to the analysis of flow-induced noise in ducts with stiffeners inside. Loud noise above 100 dB can be generated in some cases. Breakout noises of large ducts are also analyzed by using BEM and Finite Element Method(FEM). The acoustic pressure level shows about 10-15dB difference between inside and outside of the duct. Utilizing the results of this study, it is expected that shipyard planners can predict noise of the HVAC system for ships.*

Key Words : *HVAC noise, Duct noise, Boundary Element Method, Computational Fluid Dynamics, Finite Element Method, Flow-induced noise, SYSNOISE*

1. 서 론

선박에서 공조시스템(HVAC: Heating, Ventilating and Air Condi- tioning System)은 쾌적한 실내 환경을 유지하는데 필수적인 역할을 한다. 하지만 배관 요소들로 이어져 있는 HVAC 시스템의 특성상 팬(Fan), 공조기 등에서 발생하는 1차 소음과배관요소 내에서 유동의 난류 등에 의해 발생하는 2차 소음이 배관을 통해 출구단까지 쉽게 전달되는 문제가 있다. 이러한 이유로 프로펠러 및 엔진 등 주요 구조 및 공기 소음원으로부터 멀리 위치한 선실에서는 HVAC 시스템의 소음이 주요 소음원으로 여겨진다(Korean Register, 2014). 그리고 선박에서 HVAC 시스템은 설치 이후 수정이 매우 어렵기 때문에 초기 설계 단계부터 높은 수준의 소음 예측이 요구된다. 특히, 소음에 관하여 매우 엄격한 기준치를 가지는 여객선 및 해양 플랜트의 경우 더욱 정확한 HVAC 시스템의 소음 예측이 필요하다.

일반적으로 HVAC 시스템의 소음과 관련하여 1960년대부

* First Author : jhs@jnu.ac.kr, 061-659-7156
† Corresponding Author : khw1@koje.ac.kr, 055-680-1554

터 1980년대에 연구가 활발히 진행되었다. 이와 관련된 연구 내용을 NEBB; National Environment Balancing Bureau(1994)에서 종합 정리하여 추정식 및 데이터화 하고 이를 바탕으로 소음 해석 방안을 제시하여 HVAC 시스템의 소음 해석이 가능하도록 하였다. 국내에서는 Nishimura et al.(1989)에 의해 연구된 음향파워평형법을 NEBB의 방법과 결합하여 Kim(2002)이 HVAC 시스템 소음해석 프로그램을 개발하였으며, Kwon et al.(2006)에 의해 8,100TEU 컨테이너선의 계측 결과와 Kim(2002)의 해석 결과를 비교 검증하였다. 최근에는 Kim et al.(2010)이 선박용 HVAC 소음기의 소음 저감 성능을 측정하였고, Yu and Noh (2013)는 선박 HVAC 덕트(Duct) 시스템의 소음을 측정하였다. 이와같이, 현재 한국 조선 산업에서는 NEBB가 제안한 방법을 기반으로 HVAC 소음 해석 및 계측에 대하여 연구하고 활용하고 있다.

NEBB의 방법은 공신력 있는 방법으로 여겨지고 있지만 건축용 HVAC 시스템의 소음 예측을 목적으로 개발되어서 조선 산업에 적용하기에는 한계가 있다. 선박 및 해양 플랜트에는 건축용 HVAC 덕트와 비교하여 상대적으로 큰 대형 덕트가 존재하고, 선박의 선체와 함께 건조되는 크고 벽면이 두꺼운 헐 덕트(Hull Duct)도 존재한다. 이런 단면적이 넓고 두꺼운 덕트에서의 음 전달 특성은 일반적인 크기의 덕트의 음 전달 특성과 매우 다르며, 더욱 복잡한 경향을 가진다. 그러나, 아직까지 선박 및 해양 플랜트에서 사용되는 대형 덕트에 관한 음 전달 특성에 대한 연구가 없었다.

대형 덕트는 실험을 하기 힘들기 때문에 본 논문에서는 전산해석방법인 경계요소법(BEM; Boundary Element Method), 유한요소법(FEM; Finite Element Method), 전산유체역학(CFD; Computational Fluid Dynamics)을 사용하여 대형 덕트의 단위 길이당 소음 감소량, 보강재가 설치된 대형 덕트의 유동기인소음의 크기 그리고 대형 덕트의 투과소음을 예측 하였다. 대형 덕트의 단위 길이당 소음 감소량에 대한 추정식은 경계요소법 상용해석코드인 SYSNOISE(LMS Inc., 2010)를 사용하여 개발하였으며, 보강재가 설치된 대형 덕트의 유동기인소음은 전산유체역학 상용해석코드인 FLUENT(ANSYS Inc., 2011)를 사용하여 유동해석을 한 후 이를 통해 얻어지는 이중극소음원을 경계조건으로 하여 SYSNOISE를 사용하여 예측하였다. 투과소음은 유한요소법 상용해석코드인 NASTRAN (MSC Inc., 2004)을 사용하여 모드해석을 하고 그 결과를 SYSNOISE에서 입력 받아 구조·음향 연성 해석을 통해 예측하였다.

대형덕트는 일반적으로 사각 덕트를 많이 사용하기 때문에 본 논문에서는 단면이 1 m × 1 m 이상의 사이즈의 사각 덕트를 대상으로 선정하였다.

2. 전산해석방법을 이용한 소음 해석

2.1 대형 덕트의 단위 길이당 소음 감소량

덕트에서의 음압 감소에 영향을 미치는 것은 덕트 벽면에 의한 흡음이다(Irwin and Graf, 1979). 흡음의 정도를 나타내는 흡음률을 알면 SYSNOISE에서 임피던스(Impedance) 경계조건을 사용하여 해석 가능하며 덕트 내에서의 음압 감소량을 알 수 있다. 그러나, 덕트를 구성하는 물질이 동일하더라도 덕트 단면적(A)과 덕트 단면 둘레의 길이(P) 비율에 따라서 서로 다른 흡음률을 가지게 된다(Reynolds and Bledsoe 1989).

덕트 단면적(A)과 덕트 단면 둘레의 길이(P)의 비율이 서로 다른 덕트의 흡음률을 계산하기 위해서 Table 1과 같은 Reynolds and Bledsoe(1989)에 의해서 정리된 측정값을 기준으로 하여 흡음률 값을 0부터 0.01씩 증가시켜가며 실험 결과와 같은 해석 값을 보여주는 흡음률 값을 구하였다.

Table 1. Sound attenuation in unlined rectangular ducts

	Attenuation(dB/ft)		
P/A(1/ft)	63Hz	125Hz	250Hz
8.0	0.35	0.19	0.09
4.0	0.31	0.24	0.10
3.0	0.35	0.29	0.13
2.0	0.20	0.20	0.10
1.0	0.20	0.20	0.10
0.7	0.10	0.10	0.05

흡음률 값을 구하기 위하여 사용한 대형 덕트 해석 모델은 Fig. 1의 형상과 같고 길이는 덕트의 특성이 잘 나타날 수 있도록 5 m로 충분히 길게 하였다. 경계조건은 Fig. 1과 같이 한쪽 끝단은 스피커가 있는 것과 같은 조건을 주기 위해서 진동판넬(Vibrating Panel) 조건을 주었고, 한쪽 끝단은 반사파가 없는 조건 즉, 무한히 이어지는 덕트의 조건을 주기 위해서 임피던스를 $\rho_0 c = 416.5$로 설정하였다. 그리고 나머지 덕트 벽면은 흡음률 값을 입력하였다. 여기서 ρ_0는 공기의 밀도, c는 공기의 속도이다.

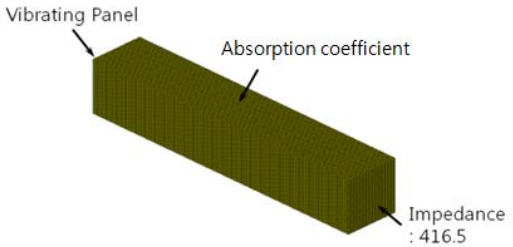


Fig. 1. Boundary condition of duct model.

대형 덕트의 단위 길이당 소음 감소량을 얻기 위하여 경계요소법 상용해석코드인 SYSNOISE를 사용하여 해석 후, 대상 덕트 모델의 중앙선을 필드 포인트(Field Point)로 잡고, 그 필드 포인트의 길이방향 음압의 변화 값을 전체 길이로 나눈 값을 구하였다. Table 2는 Table 1의 실험 결과를 참조로 SYSNOISE를 사용하여 해석한 결과이고, 이를 바탕으로 P/A를 변수로 하는 흡음률 근사식을 추정하였다.

Table 2. Absorption coefficient calculated from results of SYSNOISE

P/A	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz
26.316	0.04	0.035	0.009	0.0095
13.115	0.07	0.0535	0.0175	0.012
9.836	0.102	0.085	0.039	0.014
6.557	0.088	0.088	0.0425	0.012
3.281	0.126	0.126	0.066	0.016
2.187	0.129	0.127	0.061	0.0085

$$\alpha_{63} = 0.1384e^{-0.048(P/A)} \quad (1)$$

$$\alpha_{125} = 0.1341e^{-0.055(P/A)} \quad (2)$$

$$\alpha_{250} = 0.0738e^{-0.085(P/A)} \quad (3)$$

$$\alpha_{500} = 0.012 \quad (4)$$

여기서, α는 흡음률이고, 아래첨자는 주파수이다.

식(1)-(4)의 흡음률 근사식을 사용하여 Table 3에 표기한 단면비율을 가지는 크기의 대형 덕트에 대하여 경계요소법 해석을 하여 단위 길이당 소음 감소량의 크기를 구하였다.

Table 3에 표기한 대상을 63Hz, 125Hz, 250Hz, 500Hz 주파수별로 해석하여 그 결과를 정리하여 식(5)-(9)와 같이 추정식을 개발하였다.

○ Case 1 : $P/A \le 2.667$

$$ATT_{63} = 0.1342(P/A) + 0.0279 \quad (5)$$

$$ATT_{125} = 0.0986(P/A) + 0.0947 \quad (6)$$

$$ATT_{250} = 0.9346(P/A)^5 - 9.3906(P/A)^4 + 37.163(P/A)^3 - 72.282(P/A)^2 + 69(P/A) - 25.663 \quad (7)$$

○ Case 2 : $P/A \ge 1.53,\ P/A \le 2.667$

$$ATT_{500} = -0.9146(P/A)^5 + 9.8727(P/A)^4 - 42.187(P/A)^3 + 89.037(P/A)^2 - 92.622(P/A) + 37.99 \quad (8)$$

○ Case 3 : $P/A < 1.53$

$$ATT_{500} = 0 \quad (9)$$

여기서, ATT는 단위 길이당 소음 감소량(dB/m)이고, 아래첨자는 주파수이다.

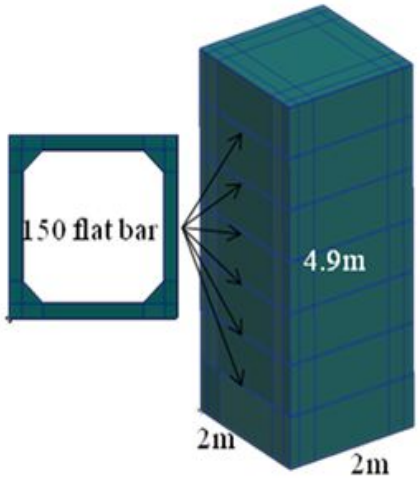
Table 3. Size of analysis model and P/A

mm × mm	P/A	mm × mm	P/A
1500 × 1500	2.667	2100 × 2100	1.905
1500 × 1650	2.545	2100 × 2250	1.841
1500 × 1800	2.444	2250 × 2250	1.778
1500 × 1950	2.359	2250 × 2400	1.772
1500 × 2100	2.286	2400 × 2400	1.667
1650 × 1650	2.424	2600 × 2600	1.538
1650 × 1800	2.323	2600 × 2800	1.484
1650 × 2100	2.165	2600 × 3000	1.436
1650 × 2250	2.101	2600 × 3400	1.357
1650 × 2400	2.045	2800 × 2800	1.428
1800 × 1800	2.222	2800 × 3000	1.38
1800 × 1950	2.137	2800 × 3400	1.302
1800 × 2250	2.000	3000 × 3000	1.333
1800 × 2400	1.944	3000 × 3400	1.254
1950 × 1950	2.051	3400 × 3400	1.176
1950 × 2100	1.978		

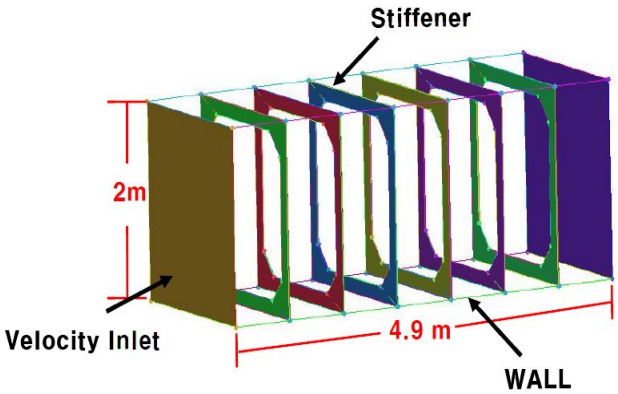
2.2 보강재가 설치된 대형 덕트의 유동기인소음

대형 덕트는 구조적 안정성을 위하여 내부에 보강재가 설치되는 경우가 있다. 보강재가 설치될 만큼 크기가 큰 덕트는 대부분 유량이 많은 팬 부근의 덕트이고, 이 경우 팬에서 불어오는 빠른 유속과 보강재가 부딪히면서 발생하는 유동기인소음이 문제가 되므로 이에 대한 해석이 필요하다. 보강재가 설치된 대형 덕트 해석 모델은 Fig. 2와 같고, 모델의 보강재 두께는 10 mm이며 보강재의 종류는 플랫 바(Flat Bar)이다.

보강재가 설치된 대형 덕트의 유동기인소음은 전산유체역학 상용해석코드인 FLUENT를 사용하여 유동해석을 한 후 이를 통해 얻어지는 이중극소음원을 경계조건으로 하여 SYSNOISE를 사용하여 해석하였다. FLUENT 해석 모델은 GAMBIT을 이용하여 모델링 하였으며 전체 격자의 숫자는 약 200만개이다. 해석 시간간격(Time Step)은 0.0002초, 반복횟수(Iteration Number)는 500회로 하여 비정상(Unsteady) 해석을 수행하였다. 난류모델은 LES(Large Eddy Simulation)를 사용하였으며 음향모델로는 Ffowcs-Williams&Hawkings를 사용하여 SYSNOISE에서 사용할 음향 소스를 추출하였다. 경계조건으로는 덕트 위쪽 끝단에서 일정한 유속의 유입 조건(Velocity Inlet)을 사용하였고, 아래쪽 끝단에는 유압이 빠져나가는 조건(Pressure Outlet)을 사용하였다. 유체는 공기의 물성치를 사용하였다.



(a) Size of duct model with stiffener



(b) Inner part of duct model with stiffener

Fig. 2. Dimensions of duct model with stiffener.

유동기인소음 해석은 Table 4와 같은 4가지 조건에 대하여 수행하였다. 유입 유속과 보강재 종류별 조건을 다르게 적용하여 보강재가 있는 대형 덕트에서 유동기인소음에 유입 유속과 보강재 종류의 기여도를 살펴보았다.

Table 4. Input conditions for analysis

	Flow velocity	Stiffener type
①	10m/s	150 flat bar
②	5m/s	150 flat bar
③	10m/s	200 flat bar
④	5m/s	200 flat bar

Table 5. Average value of SPL(dB)

	60Hz	120Hz	250Hz	500Hz
①	89.73	70.24	66.87	66.68
②	75.93	67.70	58.93	61.04
③	100.8	83.20	75.65	71.45
④	83.24	67.36	57.88	57.73

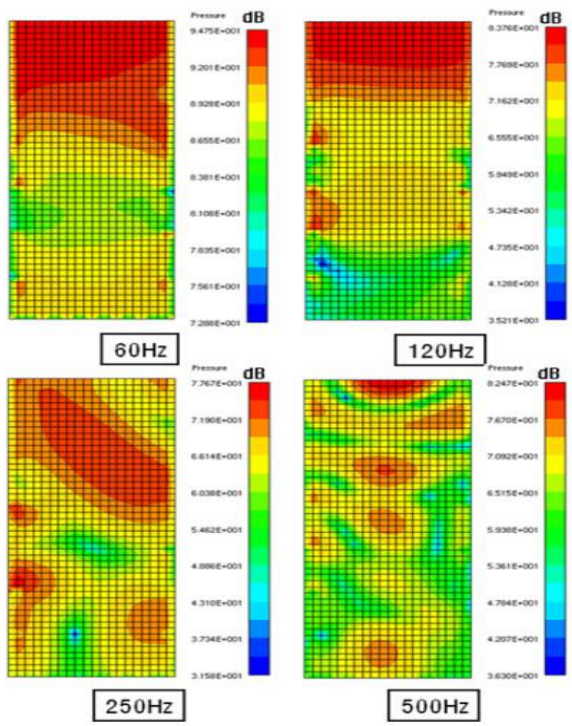


Fig. 3. Sound pressure level distribution along the center for ①.

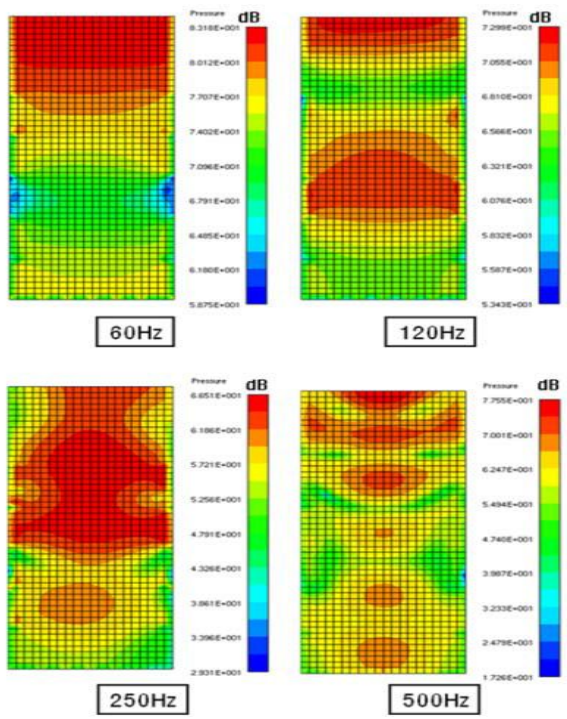


Fig. 4. Sound pressure level distribution along the center for ②.

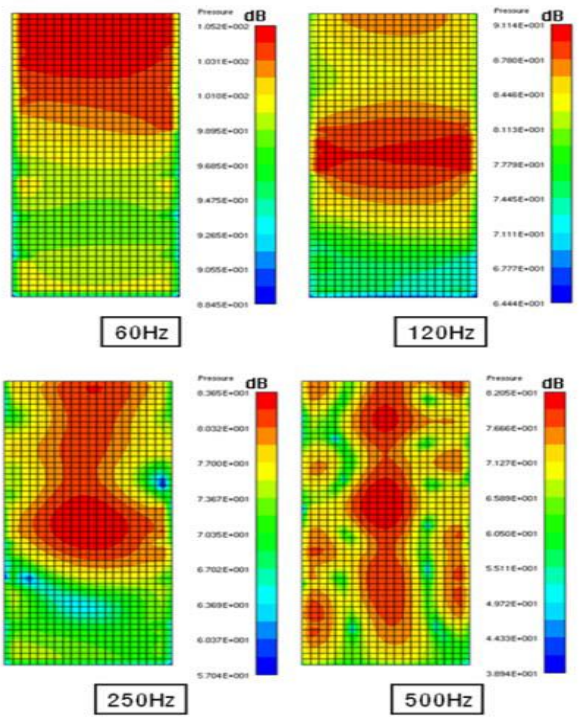


Fig. 5. Sound pressure level distribution along the center for ③.

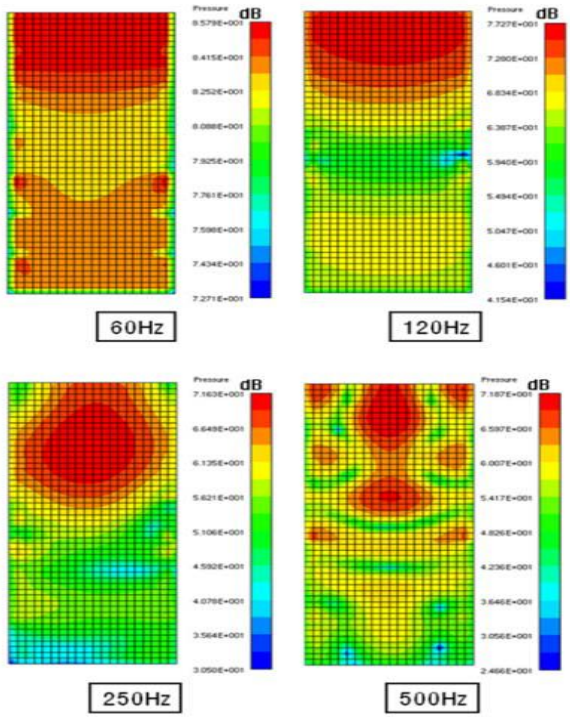


Fig. 6. Sound pressure level distribution along the center for ④.

Figs. 3-6은 유동소음 해석 후 덕트 모델의 중앙 단면에서의 음압의 분포를 나타낸 것이다. Figs. 3-6을 통해서 정성적인 경향을 봤을 때, 덕트에 설치되어 있는 첫 번째 보강재에 부딪히는 유속의 영향이 유동기인소음 발생에 있어서 가장 지배적임을 확인 할 수 있고, 그 이후로는 일정한 간격으로 보강재가 있지만 점차 유동기인소음 발생이 감소하는 것을 알 수 있다. 그리고 고주파수로 갈수록 음장이 복잡한 경향을 뛰는 것도 알 수 있다.

Table 6. Maximum value of SPL(dB)

	60Hz	120Hz	250Hz	500Hz
①	94.75	83.76	77.67	82.47
②	83.18	72.99	66.91	77.55
③	105.2	91.14	83.65	82.05
④	85.79	77.27	71.63	71.87

Figs. 3-6의 덕트 모델 내부의 평균 음압 값을 정리한 결과는 Table 5와 같다. 덕트 모델 내부의 가장 큰 음압 값은 Table 6과 같으며, 가장 작은 음압 값은 Table 7과 같다. Table 5에서 음압의 평균값을 봤을 때, 유동기인소음이 유속과 보강재의 크기에 영향을 받는다는 것을 확인 할 수 있고, 경우

에 따라서는 100 dB 이상의 큰 소음이 발생하는 것을 알 수 있다. Table 6과 Table 7의 음압 값을 살펴보면 최대값과 최소값의 차이가 큰 경우가 있는데 이는 난류의 영향이 큰 지점으로 판단된다.

Table 7. Minimum value of SPL(dB)

	60Hz	120Hz	250Hz	500Hz
①	72.88	35.21	31.58	36.30
②	58.75	53.43	29.31	17.26
③	88.45	64.44	57.04	38.94
④	72.71	41.54	30.50	24.66

2.3 대형 덕트에서의 투과소음

컨테이너선 등에서 주로 문제가 되고 있는 헐 덕트에서의 소음은 그 레벨이 매우 높기 때문에 헐 덕트의 벽면을 투과하여 인접한 선실 등의 실내공간에 전파되는 소음도 매우 크다. 따라서, 헐 덕트와 인접한 곳은 소음으로 인한 문제가 발생하며 이와 같이 벽면을 투과하여 전달되는 소음을 투과소음(Break-out Noise)라고 지칭한다. 이러한 헐 덕트에서의 break-out noise를 해석하려는 시도는 지금까지 조선소에서 이루어지지 않았으며 해석 방법에 대한 대안도 존재하지 않었다. 그러므로 break-out noise의 정도를 해석적 기법으로 파악한다면, 헐 덕트에 의한 소음 피해 정도를 어느 정도 예측 가능하여 소음의 정도가 심한 지역은 그에 알맞은 조치를 취할 수 있을 것이다.

덕트 투과손실은 다음과 같이 나타낼 수 있다(Cummings, 2001).

$$TL = 10\log(W_i A_i / W_r A_r) \tag{10}$$

여기서, W_i는 덕트 안의 음향파워(W), W_r는 덕트 밖으로 방사되는 음향파워(W), A_i는 덕트 안의 단면적(m^2) 그리고 A_r는 덕트 밖으로 방사되는 표면의 면적(m^2)이다.

대형 덕트의 투과손실을 구하기 위해서 유한요소법 상용 해석코드인 NASTRAN으로 모드해석을 한 결과를 SYSNOISE에서 받아와서 구조-음향 연성 해석하였다.

경계요소법에서 경계조건은 Fig. 7과 같이 양끝 단에 임피던스 경계조건으로 $\rho_0 c = 416.5$를 설정하고, 덕트 모델 내부 한쪽 끝단 부근에 구형 음원을 설정하였다.

덕트 투과손실(TL)은 덕트 내부 구형음원의 음압 값과 덕트 모델 표면 전체의 음압 값의 평균값의 차이로 계산하였다. 이는 식 (10)에서 TL이 공간 평균한 덕트 안의 음향파워와 덕트 밖으로 방사되는 음향파워의 비율로 나타낸 것과 같은 의미를 가진다고 볼 수 있다.

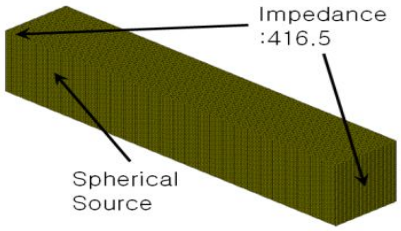


Fig. 7. Boundary condition of duct model to analyze duct transmission loss.

덕트 TL 해석 결과의 정확성을 확인하기 위하여 계측 결과와 비교하였다(Cummings, 2001). 실험에 사용된 덕트의 크기는 0.203 m × 0.203 m의 단면에 길이가 2 m이고 0.001219 m 두께의 연강(Mild steel)으로 구성되었다. 또한, 실험에 사용된 장치는 덕트 한쪽 끝에 음향 소스로 스피커(Loudspeaker)를 설치하였고, 반대쪽 끝은 암면(Rockwool)을 설치하여 무반향 조건을 만족하도록 구성되었다. 주파수별 TL 값은 Fig. 8에서 확인 할 수 있다. Fig. 8을 통해서 해석 결과와 계측 결과가 200 Hz 이하 주파수 영역과 1,000 Hz를 제외하면 잘 일치함을 확인 할 수 있다.

따라서, 이 방법을 확장하여 Fig. 9와 같이 상대적으로 크고 복잡한 형태의 덕트 모델에 적용하여 해석하였다. Fig. 9 덕트 모델의 벽 두께는 10 mm이고, 철(Steel)을 소재로 모델링하였다.

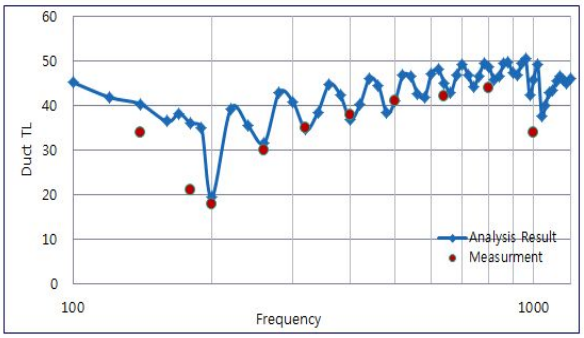


Fig. 8. Transmission loss comparisons of duct model.

Fig. 11은 Fig. 9 덕트 모델의 관찰하고자 하는 영역인 필드 포인트를 Fig. 10과 같이 헐 덕트 내부와 외부에 동시에 설정하여 소음의 투과 정도를 살펴보았다. 덕트 내부와 외부의 음압 값 차이는 대략 10~15 dB정도이며 이는 덕트 내부의 소음이 심각할 경우 인접한 공간에 큰 소음을 유발할 수

있음을 보여준다. 또한, 저주파 대역에서는 방사소음의 방향성(Directivity)이 주 로브(Main Lobe) 몇 개로 이루어져 있는 것을 볼 수 있으며 주파수가 점점 올라갈수록 방향성이 복잡해지는 양상을 볼 수 있다. 이것은 일반 평판의 방사 소음 해석에서도 볼 수 있는 경향이며 이는 사각 평판으로 구성된 비교적 단순한 형상의 덕트 구조물을 해석하였기 때문에 나타나는 특성으로 판단된다.

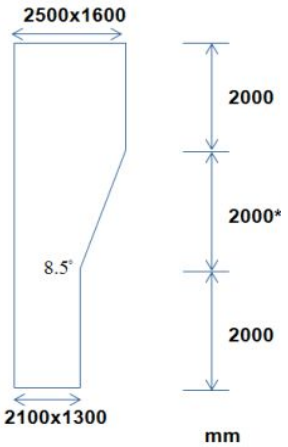


Fig. 9. Size of duct model to analyze duct transmission loss.

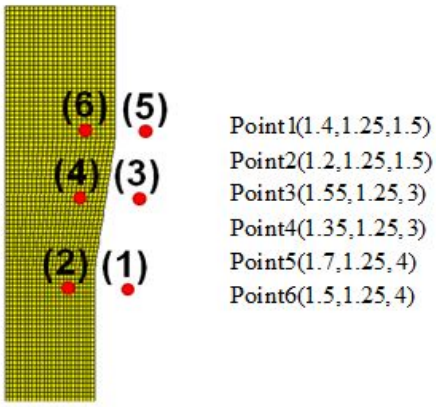


Fig. 10. Location of measuring points of duct model.

3. 결 론

선박용 HVAC 시스템에 존재하는 대형 덕트는 기존의 방법으로 그 특성을 충분히 반영하기 힘들어 소음예측에 어려움이 있었다. 따라서 본 연구에서는 전산해석방법인 경계요소법, 유한요소법, 전산유체역학을 사용하여 대형 덕트의 단위 길이당 소음 감소량, 보강재가 설치된 대형 덕트의 유동기인소음의 크기 그리고 대형 덕트의 투과소음을 예측하였다. 수행된 연구로부터 논문의 결론은 다음과 같이 정리하였다.

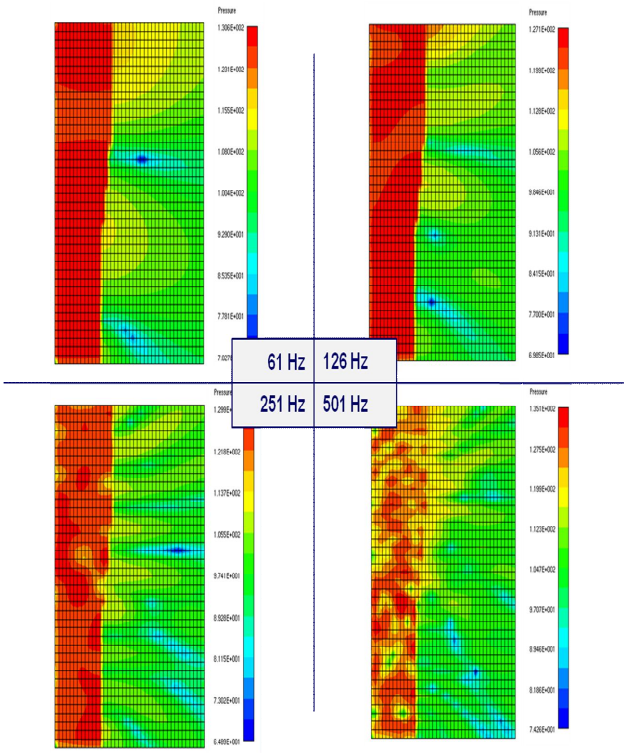


Fig. 11. Field point sound pressure level of duct model.

(1) 대형 덕트의 단위 길이당 소음 감소량을 얻기 위한 해석 기법을 정립하였으며, 실험 결과를 참조하여 대형 덕트의 흡음률 추정식 및 소음 감소량 추정식을 개발 하였다.

(2) 유동기인소음 해석 기법을 정립하였고, 이를 바탕으로 내부에 보강재가 설치된 대형 덕트의 음압 평균값을 봤을 때, 유동기인소음이 유속과 보강재의 크기에 영 향을 받는다는 것을 확인 할 수 있고, 유입 유속이 $10m/s$, 보강재의 종류가 200 플랫 바인 경우 100dB 이상의 큰 소음이 발생하는 것을 알 수 있었다.

(3) 덕트 내부에서 외부로 투과되어 나가는 투과 소음 수준을 구하기 위한 해석 기법을 정립하였으며, 해석 결 과를 계측 결과와 비교하여 해석 수준의 정확성을 확 인 하였으며, 이를 통해 정립한 해석 기법을 이용하여 복잡한 형태의 덕트 모델의 TL 및 음장 해석 결과를 확인 하였다. 덕트 내부와 외부의 음압 값 차이는 대 략 10~15dB정도이며 이는 덕트 내부의 소음이 심각할 경우 인접한 공간에 큰 소음을 유발할 수 있음을 알 수 있었다.

향후에는 선박용 HVAC 시스템에 사용되는 래깅(Lagging), 배플(Baffle) 그리고 콘(Cone) 형상(Type) 소음기(Silencer)의 해석 기법 정립 및 성능 추정식 개발 연구 수행이 요구된다.

후 기

이 논문은 2014년도 전남대학교 학술연구비 지원에 의하여 연구되었음.

References

[1] ANSYS Inc.(2011), ANSYS FLUENT Release 14.0 User Manual, ANSYS Inc., pp. 361-372.

[2] Cummings, A.(2001), Sound transmission through duct walls, Journal of Sound and Vibration, Vol. 239, pp. 731-765.

[3] Irwin, J. D. and E. R. Graf(1979), Industrial noise and vibration control, Prentice-Hall, Inc, pp. 237-266.

[4] Kim, B. H.(2002), Development of the HVAC system noise prediction program, MS. Dissertation, Pusan National University, pp. 23-36.

[5] Kim, S. R., H. S. Kim, J. S. Kim, B. K. Kim and S. H. Lee(2010), Evaluation of Noise Reduction Performance of HVAC System for Ships, The Journal of the Acoustical Society of Korea, Vol. 29, No. 8, pp. 497-503.

[6] Korean Register(2014), Control of Ship Vibration and Noise, TextBooks, pp. 803-842.

[7] Kwon, J. H., M. S. Kim, D. S. Cho and B. H. Kim(2006), Noise Analysis of Large Container Carrier Vessel on HVAC Noise, Special issue of the Society of Naval Architects of Korea, pp. 65-70.

[8] LMS Inc.(2010), SYSNOISE 5.6 Manuals, LMS Inc., Volume I-IV.

[9] MSC Inc.(2004), NASTRAN Refernce Manuals, MSC Inc., pp. 412-509.

[10] National Environmental Balancing Bureau(1994), Sound and Vibration Design and Analysis, Rockville, Md, Chapter 4-7.

[11] Nishimura, M., Y. Hayashi, K. Kitagawa and M. Hasegawa (1989), A new method for predicting duct noise by acoustic power balance, The Japan society of mechanical engineers, Vol. 88, pp. 2764-2771.

[12] Raynolds, D. D. and J. M. Bledsoe(1989), Sound attenuation of unlined and acoustically lined rectangular ducts, ASHRAE Transactions, Vol. 95, Pt. 1.

[13] Yu, Y. H. and J. H. Noh(2013), A Study on the Characteristics of Noise for the HVAC Duct System of Ship, Proceeding of the Korean Society of Marine Environment & Safety, pp. 185-186.

Received : 2015. 10. 27.
Revised : 2015. 12. 18.
Accepted : 2015. 12. 28.