

내부 파티션을 갖는 단순확장관의 소음저감 및 배압특성의 전산해석

Numerical Analysis of Noise Reduction and Back-pressure for a Simple Expansion Chamber with a Partition

김 연 우*·정 의 봉†

Yeon Woo Kim and Weuibong Jeong

(Received September 26, 2014 ; Revised November 4, 2014 ; Accepted November 4, 2014)

Key Words : Muffler(소음기), Noise Reduction(소음저감), Transmission Loss(투과손실), Back-pressure(배압), Partition Plate(격벽), Computational Fluid Dynamics(전산유체역학)

ABSTRACT

Mufflers have been widely used in the exhaust system to reduce the noise. However, installing muffler may deteriorate the efficiency due to the increase of back pressure. Mufflers usually consist of partition plates and perforated holes in a expansion chamber. In this paper, the influences of the location of the partition and hole on the acoustic TL and back pressure were examined. The acoustic TL was predicted using virtual lab commercial software, while the back pressure were predicted using CFX commercial software. The results were used to set up a database for finding their trends. The optimal muffler model in user-interested frequency range could be selected by analyzing this database.

1. 서 론

최근에 소음에 대한 관심도가 높아지면서 가전 제품의 압축기나 자동차 배기계통, 각종 산업설비 및 건설장비의 소음을 저감시키기 위하여 소음기의 성능향상연구가 활발히 진행되고 있다. 동시에, 고유가시대에 접어들면서 각종 장비의 효율향상에 대한 연구도 주요 관심사 중 하나이다. 특히 배기계통을 수반하는 구동기의 경우에는 배압성능이 매우 중요한 요소가 될 수 있다.

일반적으로 배기계의 소음저감을 위하여 배기계통과 소음기 내부를 복잡한 구조로 구성하여 작동유

체의 압력손실을 유도한다. 그러나 이러한 압력손실은 배압(back pressure)으로 축적되어, 시스템의 효율을 저하시키거나 역화(back fire)의 원인이 되기도 한다. 따라서 시스템의 고효율을 유지하면서, 소음저감을 달성하기 위해서는 시스템의 배압성능에 대한 연구가 수반되어야 한다.

소음기의 음향성능을 나타내는 대표적인 지수로는 음향파워 투과손실(transmission loss; TL), 소음저감량(noise reduction; NR), 삽입손실(insertion loss; IL)등이 있다⁽¹⁾. 배기계통에서는 매우 다양한 요인의 영향으로 유동특성을 특정하기 어렵기 때문에 배기계통에서 큰 부분을 차지하는 소음기를 경유하는 유체의 압력손실과, 유동의 특성을 파악하는

† Corresponding Author; Member, School of Mechanical Engineering, Pusan National University
E-mail : wbyeong@pusan.ac.kr
Tel : +82-51-510-2337, Fax : +82-51-517-3805

* Graduate School of Mechanical Engineering, Pusan National University

A part of this paper was presented at the KSNVE 2014 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Don Chool Lee

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

것이 중요한 요소가 될 수 있다.

Kwon⁽²⁾은 작동유체의 유동속도가 소음기의 음향파워 투과손실에 미치는 영향을 구하였으며, Jung⁽³⁾은 다양한 입출구 형상을 가지는 소음기의 투과손실 및 배압특성에 관한 연구를 하였다.

이 연구에서는 내부에 hole이 있는 격벽으로 분할된 원형 단순확장관을 모델링하여, 음향특성과 유동특성에 대한 전산해석을 실시하였다. 음향특성은 LMS Virtual Lab으로 음향파워 투과손실을 계산하여 소음기의 소음저감성능을 평가하였고, 유동특성은 ANSYS CFX로 소음기를 경유하는 작동유체의 압력손실을 구하여 소음기의 배압성능을 평가하였다. 그리고 이 해석에 사용된 소음기 모델은 Hyper Mesh와 ICEM CFD를 이용하여 각각 음향해석용 격자와 CFD(computational fluid dynamics) 해석용 격자를 구성하였다.

2. 관련 이론

2.1 음향파워 투과손실

소음기를 통과하는 음파를 평면파로 가정하면 음향파워 투과손실은 다음과 같이 나타낼 수 있다⁽⁴⁾.

$$TL = 10 \log \frac{W_i}{W_t} \tag{1}$$

W_i 는 입사음향파워, W_t 는 투과음향파워이다. 여기서 입구와 출구의 면적, 유동매질의 밀도 및 음속이 동일한 경우에는 식 (1)을 다음의 식 (2)로 나타낼 수 있다.

$$TL = 10 \log \left| \frac{P_i}{P_t} \right|^2 \tag{2}$$

P_i 는 입사파음압, P_t 는 반사파음압이다. Fig. 1과 같이 두 점에서 측정된 음압데이터로부터 음파분리를 이용하면 P_i 는 식 (3)과 같이 나타내어진다⁽⁵⁾.

$$P_i = \frac{P_1 - P_2 e^{-j k x_{12}}}{1 - e^{-2j k x_{12}}} \tag{3}$$

여기서 P_1, P_2 는 입구의 두 점에서의 음압이며, x_{12} 는 두 점사이의 거리이다. P_3 은 출구의 한 점에서의

음압이며, k 는 파수(wave number)를 의미한다. 원형 단순확장관의 평면파 차단주파수(cutoff frequency)는 식 (4)를 이용하여 구할 수 있다.

$$f_c = \frac{c}{1.7D} \tag{4}$$

단, c 는 음속, D 는 확장관의 지름이다.

2.2 유동해석

소음기의 유동해석은 3차원 정상상태 압축성 난류유동으로 가정하였다. 이 때 연속방정식은 식 (5)와 같다⁽⁶⁾.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \tag{5}$$

ρ 는 작동유체의 밀도, U_j 는 x_j 방향의 속도성분이며, 운동방정식은 식 (6)으로 나타내어진다⁽⁶⁾.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) \\ &= -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M \end{aligned} \tag{6}$$

p' 는 교정압력(Modified pressure), μ_{eff} 는 유효점성계수(Effective viscosity), S_M 은 투입운동량(Momentum source)이다.

3. 설계변경 및 전산해석

3.1 소음기 모델링

해석에 사용되는 소음기의 형상을 Fig. 2에 나타내었다. 전체 형상은 내부가 분할된 원형 단순확장관이며, 입구와 출구 지름 및 내부분할용 파티션의 hole의 지름은 모두 동일하다. L은 726 mm이며, 소음기 내부 확장부분의 전체 길이이다. L_1 은 소음기 내부의 파티션 위치를 나타낸다. R은 194.5 mm이며, 소음기 내부 확장부분의 반지름이다. R_1 은 소음



Fig. 1 Points of sound pressure

기 내부 파티션의 hole의 위치를 나타낸다. 전산해석에 이용된 변수들은 상용엔진모델(D1146T)의 설치기준자료⁽⁷⁾를 적용하였다.

3.2 음향해석

(1) 음향해석 해석환경

소음기의 음향 투과손실 해석을 위하여 음향해석

용 격자를 구성하고 입구에 입자속도경계조건, 출구에 무반사 경계조건을 부여하였다. 약 20만개의 tetra mesh로 구성된 음향해석용 격자의 단면을 Fig. 3에 나타내었다. 전산해석을 위한 입력값은 Table 2에 나타내었다. 경계조건으로는 입구에 1 m/s의 입자속도를 부여하고, 출구에는 무반사경계조건으로 임피던스를 적용하였다. 투과손실 결과는 10 Hz에서 830 Hz까지 10 Hz 간격으로 출력하였다.

(2) 파티션의 위치에 따른 투과손실 해석결과

소음기 내부 파티션 위치변화에 따른 투과손실 결과를 소음기 모델의 평면파 차단주파수 830 Hz까지 Fig. 4에 나타내었다. 이 결과에 따르면, L_1/L 의 비율이 0.5일 때를 기점으로 0.25와 0.75인 경우 및 0.38과 0.63인 경우의 투과손실곡선이 각각 일치하고 있다.

Fig. 4의 주파수 범위를 10 Hz~250 Hz, 260~600 Hz, 610~830 Hz로 각각 Sec.1, Sec.2, Sec.3로 분할

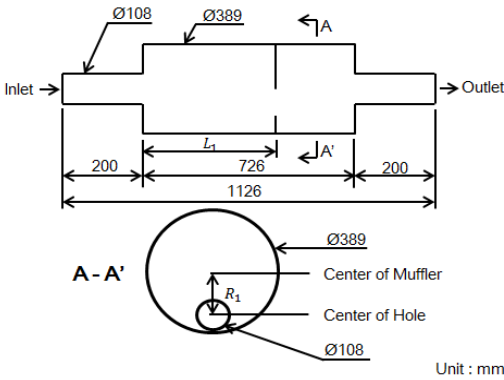


Fig. 2 The modeling of muffler

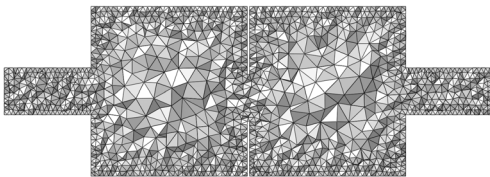


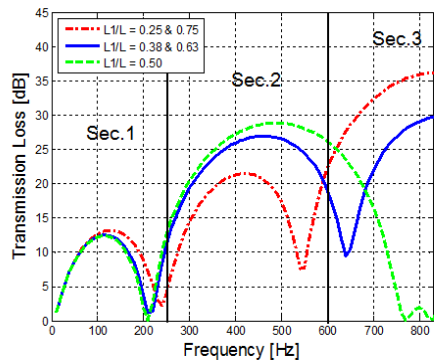
Fig. 3 Mesh for acoustic analysis

Table 1 Information of engine data

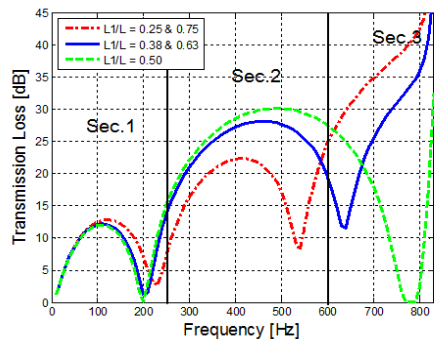
Variable	Value
Volume flow rate of exhaust gas	27.8 m ³ /min
Temperature of exhaust gas	500 °C
Allowed exhaust resistance	9806 [Pa]
Exhaust connection flange	KS code 100A

Table 2 Information of acoustic input

Variable	Value
Sound speed	548.7 m/s
Density	0.4565 kg/m ³
Particle velocity	1 m/s
Impedance	250.5 kg/m ²

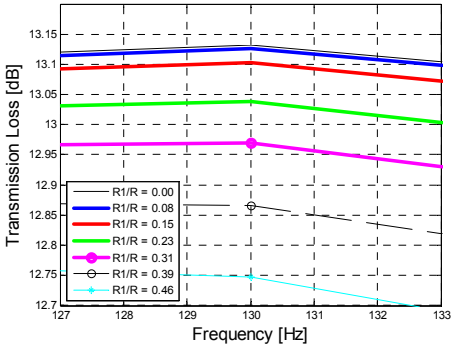


(a) $R_1/R = 0$

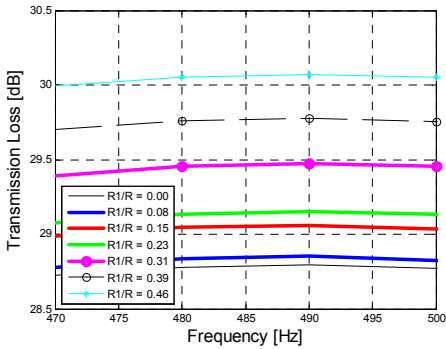


(b) $R_1/R = 0.46$

Fig. 4 Transmission loss according to partition plate position



(a) $L_1/L=0.25, 0.75, \text{Sec.1}$



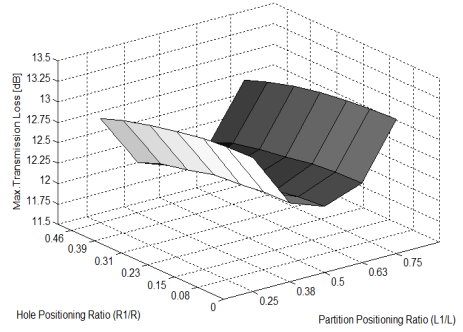
(b) $L_1/L=0.5, \text{Sec.2}$

Fig. 5 Transmission loss according to hole position

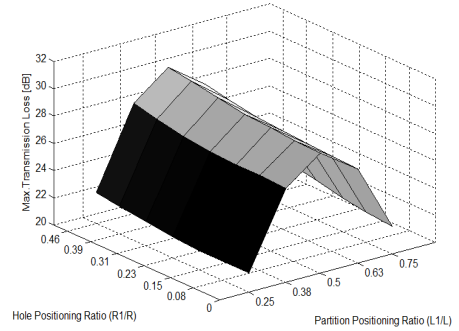
하여 보면, 구간별로 소음기 모델별 투과손실 성능 순위가 다른 것을 알 수 있다. Sec.1, Sec.3구간에서는 L_1/L 의 비율이 0.25 또는 0.75, 0.38 또는 0.63, 0.5의 순서로 투과손실성능이 우수하고, Sec.2 구간에서는 L_1/L 의 비율이 0.5, 0.38 또는 0.63, 0.25 또는 0.75의 순서로 투과손실성능이 우수한 것을 확인할 수 있다. 그러나 Fig. 4의 Sec.3영역은 평면과 차단주파수인 830 Hz 근처에 있어서 평면파에서 정의된 식(1)을 이용한 투과손실 결과로서의 신뢰도가 떨어지므로 이후에는 언급하지 않기로 한다.

(3) 파티션 hole 위치에 따른 투과손실 해석결과
소음기 내부 파티션의 위치를 고정하고 hole의 위치를 $R_1/R=0$ 에서 $R_1/R=0.46$ 까지 이동하면서 각각의 투과손실을 구하였다.

Sec.1, Sec.2에서 투과손실성능이 가장 우수한 각각의 case에 대하여 Fig.5에 나타내었다. Sec.1 영역에서는 hole의 위치가 소음기 중앙에서 벽면으로



(a) Sec.1



(b) Sec.2

Fig. 6 Max.transmission loss according to hole and partition plate position

이동할수록 투과손실 성능이 감소하였다. 반면에 Sec.2 영역에서는 hole의 위치가 소음기 중앙에서 벽면으로 이동할수록 투과손실 성능이 증가함을 알 수 있다. 그러나 투과손실변화는 약 1 dB로 hole의 위치가 투과손실에 미치는 영향은 그다지 크지 않음을 알 수 있다.

(4) 최대투과손실 해석결과

Sec.1, Sec.2에서의 전체 case에 대한 최대투과손실을 Fig. 6에 나타내었다.

Sec.1에서는 파티션의 위치가 확장관 가운데에서 양 끝단으로 갈수록, hole의 위치가 확장관 중심에 가까울수록 소음기의 최대투과손실성능이 우수한 것을 알 수 있다.

Sec.2에서는 파티션의 위치가 확장관 양 끝단에서 가운데로 갈수록, hole의 위치가 확장관 중심에서 멀어질수록 소음기의 최대투과손실성능이 우수한 것을 알 수 있다.

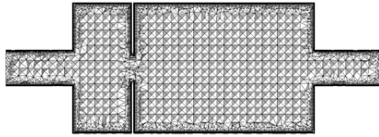


Fig. 7 Mesh for CFD

Table 3 Information of CFD input data

Variable	Value
Working fluid	Air(ideal gas)
Mass flow rate	0.187 kg/s
Ambient pressure	1 atm
Working temperature	500 °C
Density	0.4565 kg/m ³
Dynamic viscosity	7.97 × 10 ⁻⁵ m ² /s
Ratio of specific heats	1.357
Turbulence model	Standard <i>k-ε</i>
Turbulence intensity	5 %

3.3 유동해석

(1) 유동해석 해석환경

소음기 배압해석을 위하여 유동해석용 격자를 Fig. 7과 같이 구성하고 입구에 질량유량, 출구에 외부출조건을 부여하였다.

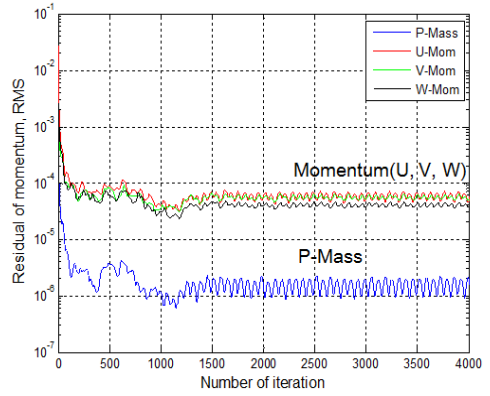
난류모델 해석 시 벽면에 인접한 격자의 최소 높이를 규정하기 위한 y^+ 값은 식(7)에서 0.36 mm로 구해졌고, 여유를 두어 0.2 mm로 설정하였다. Δy^+ 는 상수로서 CFX에서 추천하는 20으로 정하였고, Re는 무차원수인 Reynolds 수이다⁽⁶⁾.

$$y^+ = D \times \Delta y^+ \times \sqrt{74} \times Re^{-13/14} \quad (7)$$

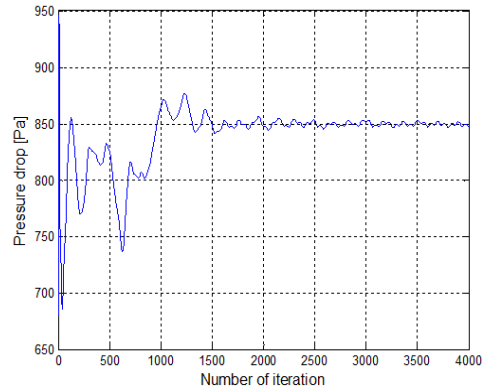
전산해석을 위한 변수와 경계조건은 Table 1의 자료를 기준으로 Table 3과 같이 유동해석에 적합하게 환산하여 적용하였다. 소음기 배압성능은 입구단과 출구단의 압력차이인 압력손실로 평가하였다.

유동해석의 수렴기준은 Fig. 8(a)와 같이 질량유량의 잔차(P-mass)와 운동량(U,V,W momentum)의 잔차가 1×10^{-4} 이하이고, Fig. 8(b)와 같이 결과값의 변동량이 1% 이하일 경우로 설정하였다.

Fig. 9에는 작동유체의 등속영역을 표현하였다. 파티션 전후로 유동속도가 급격히 상승하고, 모서리 부분에는 유동속도가 낮아지는 모습이 선명하여 전



(a) Residual of mass and momentum



(b) Analysis result over the iteration

Fig. 8 Convergence of CFD result(L₁/L=0.25, R₁/R=0.39)

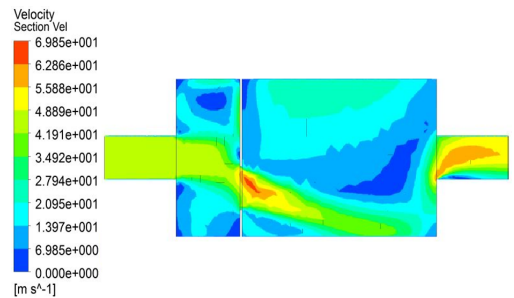


Fig. 9 Velocity contour

체적인 유동의 모습이 잘 표현되었으므로 유동해석이 잘 되었다고 판단할 수 있다.

(2) 배압성능 해석결과

파티션의 위치 및 파티션 hole의 위치에 따른 배

Table 4 Estimated back pressure index

Simple (573Pa)		Partition position(L ₁ /L)				
		0.25	0.38	0.50	0.63	0.75
Hole position(R ₁ /R)	0.00	1.38	1.55	1.38	1.30	1.21
	0.08	1.77	1.86	1.83	1.68	1.47
	0.15	2.19	2.30	2.17	1.94	1.80
	0.23	2.39	2.50	2.34	2.24	2.07
	0.31	2.53	2.58	2.90	2.49	2.46
	0.39	2.72	2.74	3.01	2.74	2.77
	0.46	2.92	2.87	3.11	2.89	3.06

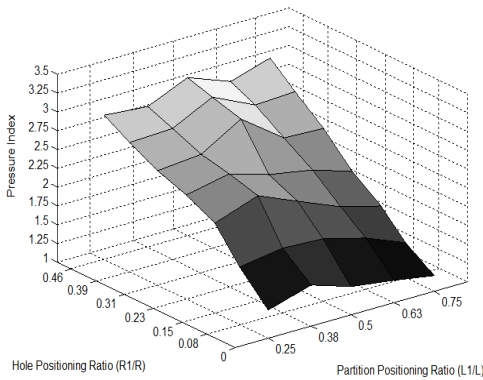


Fig. 10 Estimated back pressure index

압평가지표(back pressure performance index; BPI)를 Table 4와 Fig. 10에 나타내었다. 배압평가지표는 배압을 평가하기 위하여 이 논문에서 정의한 평가지표이며, 식 (8)과 같이 나타낸다.

$$BPI = \frac{P_m}{P_s} \tag{8}$$

각 모델의 평균압력손실 P_m 을 내부가 분할되지 않은 단순확장관의 평균압력손실 $P_s(573Pa)$ 로 나누어 무차원화 한 지표이며, 이 수치가 클수록 압력손실비율이 크므로 배압성능에 악영향을 준다고 판단할 수 있다.

Hole의 위치가 $R_1/R=0.00, 0.08, 0.15, 0.23$ 으로 고정된 각 모델의 압력손실비율은 파티션의 위치가 $L_1/L=0.38$ 일 경우에 압력손실비율이 가장 높았다. 반면에, hole의 위치가 $R_1/R=0.31, 0.39, 0.46$ 으로

고정된 각 모델의 압력손실비율은 파티션의 위치가 $L_1/L=0.50$ 일 경우에 압력손실비율이 가장 높았다.

4. 결 론

지금까지 내부가 분할된 원형 단순확장관에 대한 음향 및 유동해석을 수행하여, 파티션과 파티션 내부 hole의 위치에 따라 주파수 영역별로 최대 음향 투과손실성능이 변화하는 것을 확인하였다. 이를 바탕으로 다음과 같은 설계방안을 얻을 수 있었다.

(1) 투과손실을 고려한 설계

Sec.1(10~250 Hz)에 관심주파수가 있을 경우에 파티션의 위치는 소음기 중앙에서 벽면으로 이동하여 배치하고, hole의 위치는 소음기 중심에 배치하면 향상된 투과손실성능을 얻을 수 있다. Sec.2(260~600 Hz)에 관심주파수가 있을 경우에 파티션의 위치가 소음기 중앙에 배치하고, hole의 위치를 소음기 중심에서 벽면으로 이동배치하면, 투과손실성능을 향상시킬 수 있다.

(2) 배압성능을 고려한 설계

Hole의 위치비(R_1/R)가 0.23이내일 경우에 파티션의 위치비(L_1/L)가 0.38의 위치를 회피하여 설계하면 양호한 배압성능을 얻을 수 있다. 그리고 hole의 위치비(R_1/R)가 0.23초과일 경우에 파티션의 위치비(L_1/L)가 0.5인 위치를 회피하여 설계하면 양호한 배압성능을 얻을 수 있다.

(3) 소음기의 최적성능을 위하여 투과손실과 배압성능을 동시에 고려하는 설계가 이루어져야 한다. 이를 위해서는 이 연구에 사용된 절차가 하나의 방법이 될 수 있을 것이다.

References

(1) Kim, H. J., Lee, S. H. and Jeon, S. K. and Han, S. M., 2007, Design of Semi-anechoic Termination Using Taguchi's Method, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 1005~1008.
 (2) Kwon, J., Jeong, W. B. and Hong, J. S., 2012, Effects of Fluid Velocity on Acoustic Transmission Loss of Simple Expansion Chamber, Transactions of the KSNVE, pp. 994~1002.

(3) Jung, K. H., Hwang, W. G., Lee, Y. Y. and Kim, K. S., 2001, A study on Muffler's Transmission Loss and Backpressure Property, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 676~681.

(4) Tao, Z. and Seybert, A. F., 2003, A Review of Current Techniques for Measuring Muffler Transmission Loss, Proceedings SAE Noise and Vibration Conference,, pp. 2003-01-1653.

(5) Bilawchuk, S. and Fyfe, K. R., 2003, Comparison and Implementation of the Various Numerical Methods used for Calculating Transmission Loss in Silencer Systems, Applied Acoustics, Vol. 64, Issue 9, pp. 903~916.

(6) ANSYS, CFX Rev 14 User Guide, 2011.

(7) Doosan Commercial Engine Inc.(2014) Engine Specification of D1146T Model Retrieved September 11, 2014, from <http://www.dscengine.com>



Weuibong Jeong received B.S. and M.S. degrees from Seoul National University in 1978 and from KAIST in 1980, respectively. He then received his Ph.D. degree from Tokyo Institute of Technology in 1990. Dr. Jeong

is currently a professor at the department of mechanical engineering at Pusan National University in Busan, Korea. His research interests are in the area of the measurement and signal processing, finite/boundary element analysis of noise and vibration, fluid-structure interactions and acoustic-structure interactions.



Yeonwoo Kim received B.S. degrees from Pusan National University in 2010 and he is currently majoring in noise and vibration in Pusan National University. He especially is interested in flow-induced vibration.