

기하상사법을 이용한 대형 소음기의 성능평가에 관한 해석적 연구

양준혁¹ · 이부윤² · 김원진[†]

(원고접수일 : 2010년 2월 2일, 원고수정일 : 2010년 3월 17일, 심사완료일 : 2010년 3월 18일)

Analytical Study on Performance Evaluation of Large-Sized Silencer using Geometric Similarity Law

Jun-Hyuk Yang¹ · Boo-Youn Lee² · Won-Jin Kim[†]

요약 : 선박용 엔진 또는 플랜트 시스템에 사용되는 대형 소음기의 개발단계에서 비용절감 및 개발기간의 단축을 위하여 축소모형으로 대체 실험이 가능하도록 기하상사법을 제안하고자 한다. 대형 소음기를 구성하고 있는 공명형과 단순 확장관형 소음기의 원형과 축소 모형에 대한 이론식으로부터 기하상사 변수를 규명하였다. 그리고 음향해석을 통하여 조합형과 배플형의 축소 모형에 기하상사법을 적용하여 원형모형의 성능을 예측하고, 이를 원형모형의 실제 성능과 비교하는 방법으로 기하상사 변수를 검증하였다.

주제어 : 기하상사법, 전달손실, 대형 소음기, 공명기, 확장관

Abstract: In this paper, a geometric similarity law is introduced to the performance test of a large-sized silencer used in ship engine or plant system. A test of scale-down model enable to yield the cost and time saving in developing large-sized silencer considerably. Two types of silencer, resonator and expansion chamber, were analyzed by a theoretical method and an acoustical FEM(finite element method) in order to obtain geometric similarity variables. A method is proposed to estimate the transmission loss of prototype model using the test results of scale-down model. Two actual large-sized silencer, which consist of resonator and expansion chamber, were analysed by an acoustical FE analysis. Consequently, the proposed method predicts effectively the performance of prototype silencers using those of scale-down models.

Key words: Similarity law, Transmission loss, Large-sized silencer, Resonator, Expansion chamber

기호설명

c, ρ : 유체의 음속, 밀도

S, S_b : 관, 목의 단면적

V : 공명기의 체적

l' : 목의 유효길이 ($l' = l + 1.7a$)

l, a : 목의 길이, 반지름

R_i, R_o : 소음기의 내, 외부 반지름

L : 소음기의 길이

m : 입출구단과 확장관의 단면적 비

k : 파장의 수

n : 축소비율

TL, TL_n : 원형, 축소 모형의 전달손실

BW, BW_n : 원형, 축소 모형의 주파수 대역폭

$T_{11}, T_{12}, T_{21}, T_{22}$: 전달행렬의 요소

[†] 교신저자(계명대학교 기계자동차공학과, E-mail: wjkim@kmu.ac.kr, Tel: 053-580-5265)

1 계명대학교 일반대학원 기계공학과

2 계명대학교 기계자동차공학과

1. 서론

대형 소음기는 선박의 디젤엔진과 산업용 플랜트의 가스터빈 등의 배기가스 소음저감에 많이 사용되어 왔다. 선박의 경우에는 디젤엔진이 기관실 내에 탑재되어 선박 연돌(funnel) 상단의 디젤엔진 배기구에서 방사되는 배기소음은 중요한 소음원으로 연구되고 있으며, 최근에는 항구 접안 선박의 배기소음에 의한 주변 주거 지역의 환경 소음문제 또한 대두되고 있어서 디젤엔진의 배기소음 제어의 필요성이 더욱 높아지고 있는 추세이다[1]. 대형 플랜트 및 대형 선박은 자동차와 중장비 차량에 비해 동력장치 및 엔진의 크기가 상당히 크기 때문에 소음기 또한 대형이다. 대형 소음기의 개발과정에서 소음저감 성능평가를 위하여 실제 유동조건을 고려한 대형의 유동소음기 실험장치가 사용되며, 대형 소음기를 제작해야 하기 때문에 많은 비용과 시간이 소요된다. 따라서 성능시험 시에 대형 소음기를 이용하지 않고 실제 크기를 비례적으로 축소시킨 소형 소음기로 성능시험을 하고 그 결과로부터 대형 소음기의 성능을 예측 및 평가할 수 있다면 이러한 문제점이 해결될 것이다.

본 연구에서는 대형 소음기를 구성하고 있는 공명형과 단순 확장관형 소음기의 원형과 축소 모형에 대한 이론식으로부터 기하상사 변수를 규명한다. 그리고 조합형과 배플형의 축소 모형에 기하상사법을 적용하여 원형모형의 성능을 예측하고, 이를 원형모형의 실제 성능과 비교하는 방법으로 기하상사 변수를 검증하고자 한다.

2. 단순 소음기의 기하상사 변수

2.1 기하상사 변수 분석

2.1.1 공명형 소음기의 개요

공명형 소음기의 제어주파수(f)는 다음 식과 같다.

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_b}{V'}} \quad (1)$$

헬름홀츠 공명기의 전달손실(transmission loss: TL)은 전달행렬법(transfer matrix method)을 이용하여 구할 수 있다. 식 (2)는 공

명형 소음기의 전달행렬(transfer matrix) ($[T]_r$)을 나타내며, 식 (3)은 전달행렬법의 전달손실 계산식이다[2-5].

$$[T]_r = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ S_b & 1 \\ S_b z_b & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\text{여기서, } z_b = j\rho \left(\omega l' - \frac{c^2 S_b}{2\pi f V} \right)$$

$$TL = 10 \log_{10} \left[\frac{1}{4} \left| T_{11} + \rho c T_{21} + \frac{T_{12}}{\rho c} + T_{22} \right|^2 \right] \quad (3)$$

전달손실 이론식은 전달행렬 ($[T]_r$)의 행렬요소를 식 (3)에 대입하면 다음과 같이 구해진다.

$$TL = 10 \log_{10} \left[1 + \left(\frac{c/2S}{2\pi f l' / S_b - c^2 / 2\pi f V} \right)^2 \right] \quad (4)$$

공명형 소음기의 특성은 제어주파수와 전달손실에서 주파수 대역폭이다. 여기서 주파수 대역폭(bandwidth: BW)은 전달손실이 10dB(TL_{10dB})가 되는 주파수 구간으로 정의하였다.

2.1.2 공명형 소음기의 기하상사 변수

공명형 소음기의 원형과 축소 모형을 이론식으로 분석하여 기하상사 변수를 규명한다. 대형 공명형 소음기의 일반적인 형태는 **Figure 1**과 같고, 원형 공명기의 제어주파수(f_r)은 식 (5)와 같다.

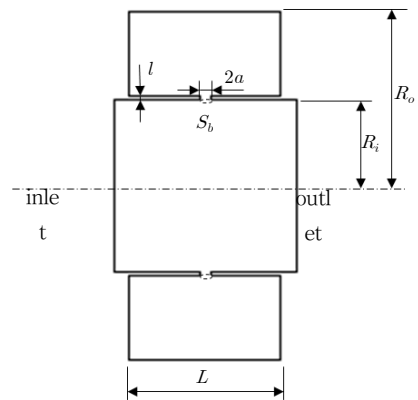


Figure 1: Geometric shape of resonator

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi a^2}{(R_o^2 - R_i^2) \pi L (l + 1.7a)}} \quad (5)$$

여기서 공명형 소음기의 원형모형에 대한 1/n배 축소모형의 제어주파수(f_n)은 식 (6)으로 유도된다.

$$f_n = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi \left(\frac{a}{n}\right)^2}{\left[\left(\frac{R_o}{n}\right)^2 - \left(\frac{R_i}{n}\right)^2\right] \pi \frac{L}{n} \left(\frac{l}{n} + 1.7 \frac{a}{n}\right)}} \quad (6)$$

식 (5)와 (6)에서 원형과 축소 모형의 제어주파수 관계식은 식 (7)과 같음을 알 수 있다.

$$f_n = n f_r \quad (7)$$

여기서 원형모형을 1/n배 만큼 축소한 경우에 축소모형의 제어주파수(f_n)는 원형모형의 제어주파수(f_r)와 비교하여 n배 만큼 증가하는 것을 확인할 수 있다.

다음은 원형과 축소 모형의 전달손실에서 주파수 대역폭의 관계를 확인한다. 원형모형의 TL_{10dB} 의 주파수 대역폭(BW)은 식 (4)를 이용하여 구할 수 있다. 식 (4)의 전달손실 값에 10을 대입하면 식 (8)처럼 상용로그의 진수는 10이 되어야 한다.

$$1 + \left(\frac{c/2S}{2\pi f l / S_b - c^2 / 2\pi f V} \right)^2 = 10 \quad (8)$$

그리고 식 (8)에서 주파수(f)가 양의 실수라는 조건을 고려하여 2차식의 근을 구하고, 그 근의 차로 주파수 대역폭(BW)을 식 (9)와 같이 구할 수 있다.

$$BW = \frac{c S_b}{12\pi S l} \quad (9)$$

여기서 원형모형을 1/n배 축소하면 전달손실의 주파수 대역폭(BW)은 n배만큼 증가하는 것을 확인할 수 있다. 축소모형에 대한 전달손실 레벨(TL_n)의 변화는 식 (4)에 축소모형의 치수와 식 (7)을 대입하여 정리하면 식 (10)이 유도된다.

$$TL_n = 10 \log_{10} \left[1 + \left(\frac{\frac{c}{2S/n^2}}{\frac{2\pi n f l / n}{S_b/n^2} - \frac{c^2}{2\pi n f V/n^3}} \right)^2 \right] \quad (10)$$

식 (10)를 이용하여 1/n배 축소모형의 주파수 대역폭(BW_n)을 구하면 식 (11)과 같이 표시할 수 있다.

$$BW_n = n BW \quad (11)$$

식 (4)와 (10)을 비교하면,

$$TL_n = TL \quad (12)$$

여기서 축소모형의 전달손실 레벨(TL_n)은 원형 모형의 전달손실 레벨(TL)과 같다는 것을 확인할 수 있다. **Figure 1**의 공명형 소음기를 대상으로 식 (7), (11)와 (12)와 같은 기하상사 관계를 확인할 수 있다. 공명형 소음기 목의 직경($2a$)은 식 (1)을 이용하여 제어주파수가 50Hz가 되도록 하고 소음기에 기하상사를 적용하여 축소모형에 대한 공명기의 제어주파수와 전달손실을 구하여 원형모형의 전달손실과 비교하였다. **Table 1**의 원형과 축소 모형의 치수를 식 (1)과 (4)에 대입하여 제어주파수와 전달손실을 구하였다. 원형과 축소 모형의 전달손실은 **Figure 2**와 같으며, 제어주파수는 **Table 2**와 같다. 제어주파수는 식 (7)에서 구한 것과 같이 원형모형 축소비의 역수배 만큼 증가하고 TL_{10dB} 주파수 대역폭 또한 식 (11)과 같이 원형모형 축소비의 역수배 만큼 증가하는 것을 확인할 수 있다. 그리고 전달손실 레벨의 변화는 전달손실의 함수가 축소비의 함수가 아니므로 변화가 없음을 알 수 있다.

Table 1: Dimensions of original and small-sized resonator model (unit: mm)

| model scale | in-dia. ($2R_i$) | out-dia. ($2R_o$) | length (L) | neck dia. ($2a$) |
|-------------|--------------------|---------------------|----------------|--------------------|
| 1 | 525 | 1050 | 500 | 65.32 |
| 1/4 | 131.25 | 262.5 | 125 | 16.33 |
| 1/8 | 65.62 | 131.25 | 62.5 | 8.17 |
| 1/12 | 43.75 | 87.5 | 41.67 | 5.44 |
| 1/16 | 32.81 | 65.63 | 31.25 | 4.08 |

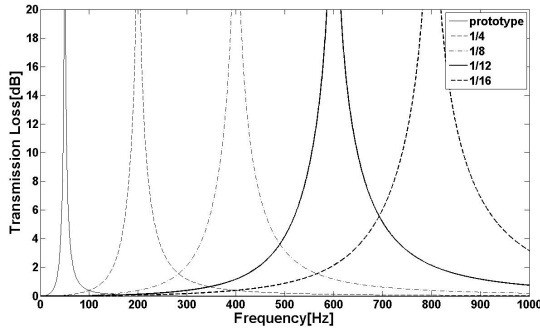


Figure 2: Transmission loss of original and small-sized resonator models

Table 2: Geometric parameters of original and small-sized resonator models

| model scale | control freq. [Hz] | TL_{10dB} bandwidth [Hz] | ratio of freq. | ratio of bandwidth |
|-------------|--------------------|----------------------------|----------------|--------------------|
| 1 | 50 | 11.52 | 1 | 1 |
| 1/4 | 200 | 46.08 | 4 | 4 |
| 1/8 | 400 | 92.16 | 8 | 8 |
| 1/12 | 600 | 138.25 | 12 | 12 |
| 1/16 | 800 | 184.33 | 16 | 16 |

2.1.3 단순 확장관형 소음기의 개요

단순 확장관형 소음기의 전달손실 이론식도 공명형 소음기와 같이 전달행렬법으로 구할 수 있다. 단순 확장관형 소음기의 전달행렬($[T]_e$)은 식 (13)과 같다.

$$[T]_e = \begin{bmatrix} \cos kL & j(\rho c/m \sin kL) \\ j(m/\rho c) \sin kL & \cos kL \end{bmatrix} \quad (13)$$

전달손실 이론식은 위의 행렬요소를 식 (3)에 대입하면 식 (14)를 구할 수 있다[6~7].

$$TL = 10 \log_{10} \left[\frac{1}{4} \left\{ 4 \cos^2 kL + \left(m + \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 kL \right\} \right] \quad (14)$$

단순 확장관형 소음기는 주파수 대역폭 (bandwidth: BW)을 이용하여 성능을 평가할 수 있으며, 주파수 대역폭은 전달손실이 0dB (TL_{0dB})가 될 때의 주파수 구간으로 정의하였다.

2.1.4 단순 확장관형 소음기의 기하상사 변수

단순 확장관형 소음기의 원형과 축소 모형간의 기하상사 변수를 규명하기 위해 식 (14)을 이용하여 원형모형 전달손실의 주파수 대역폭(BW)을 구하였다.

주파수 대역폭(BW)을 구하기 위해 TL_{0dB} 의 주파수 값을 구하였다. 전달손실 값이 0이 되기 위해서는 식 (15)와 같이 상용로그의 진수가 1이 되어야 한다.

$$\frac{1}{4} \left\{ 4 \cos^2 \frac{2\pi f}{c} L + \left(m + \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 \frac{2\pi f}{c} L \right\} = 1 \quad (15)$$

따라서 다음의 두 조건 중 하나를 만족해야 한다.

$$\sin \frac{2\pi f}{c} L = 0, \cos \frac{2\pi f}{c} L = \pm 1 \quad (16.a)$$

$$m + \frac{1}{m} = \pm 2 \quad (16.b)$$

소음기가 확장관의 형상이 되기 위해서는 식 (16.a)를 만족하면 된다.

$$\frac{2\pi f}{c} L = N\pi \quad (17)$$

여기서 N 은 $N \geq 0$ 인 정수이다. 위식을 이용하여 TL_{0dB} 인 주파수를 구하면 다음 식과 같다.

$$f_1 = \frac{(2m-1)c}{2L} \quad (N=m-1) \quad (18.a)$$

$$f_2 = \frac{2mc}{2L} \quad (N=m) \quad (18.b)$$

여기서, m 은 $m \geq 1$ 인 정수이다. 원형모형의 주파수 대역폭(BW)은 f_2 과 f_1 의 차이이므로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$BW = \frac{c}{2L} \quad (19)$$

여기서 대역폭은 길이의 함수이므로 1/n배 축소 모형의 주파수 대역폭(BW_n)은 다음과 같다.

$$BW_n = nBW \quad (20)$$

원형모형을 기준으로 1/n배인 축소모형의 주파수 대역폭(BW_n)은 원형모형의 주파수 대역폭(BW)보다 n배만큼 증가한다는 것을 확인할 수 있

다. 이를 검증하기 위하여 **Figure 3**과 같은 단순 확장관형 소음기의 원형과 축소 모형에 대한 전달 손실 값을 계산하고 비교하였다. 원형과 축소 모형 소음기에 대한 치수는 Table 3과 같다. 식 (14)을 이용하여 단순 확장관형 소음기의 전달손실을 구하였다. 단순 확장관형 소음기의 전달손실은 반복적인 형태로 나타나는데 원형과 축소 모형

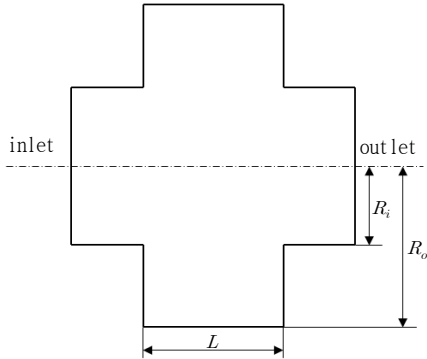


Figure 3: Geometric shape of simple expansion chamber

Table 3: Dimensions of original and small-sized expansion chamber models (unit: mm)

| model scale | in-dia. ($2R_i$) | out-dia. ($2R_o$) | length (L) |
|-------------|--------------------|---------------------|----------------|
| 1 | 525 | 1050 | 500 |
| 1/4 | 131.25 | 262.5 | 125 |
| 1/8 | 65.63 | 131.25 | 62.5 |
| 1/12 | 43.75 | 87.5 | 41.67 |
| 1/16 | 32.81 | 65.625 | 31.25 |

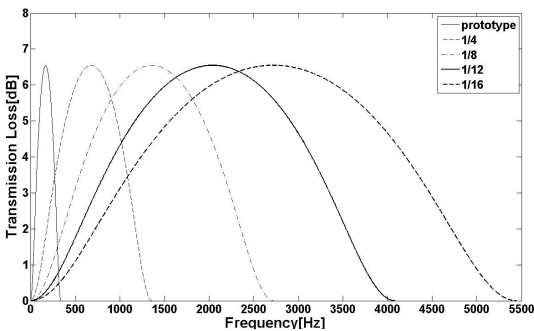


Figure 4: Transmission loss of original and small-sized expansion chamber models

을 비교하기 위해 **Figure 4**와 같이 일부 구간만 나타내어 비교하였다. 원형과 축소 모형의 전달손실을 구하고 기하상사 변수에 대한 분석은 Table 4에 나타났다.

Table 4: Geometric parameters of original and small-sized expansion chamber models

| model scale | TL_{0dB} bandwidth(Hz) | ratio of bandwidth | ratio of TL values |
|-------------|--------------------------|--------------------|--------------------|
| 1 | 340 | 1 | 1 |
| 1/4 | 1360 | 4 | 1 |
| 1/8 | 2720 | 8 | 1 |
| 1/12 | 4080 | 12 | 1 |
| 1/16 | 5440 | 16 | 1 |

전달손실의 주파수 대역폭(BW)은 식 (20)과 같이 형상의 축소비만큼 역수배로 증가하는 것을 확인할 수 있다. 전달손실의 레벨은 입출구단과 확장관의 단면적비가 축소모형이 되더라도 변하지 않기 때문에 기하학적인 형상이 일정한 비율로 감소해도 변하지 않음을 확인할 수 있다.

2.2 기하상사법의 정리

결론적으로 **Figure 5**에 정리한 기하상사법의 적용 방법에서와 같이 축소형 소음기의 전달손실 값으로부터 대형 소음기의 전달손실을 평가하는 기하상사법은 주파수축을 기하학적 축소비만큼 비례 확대하는 방법으로 정리된다.

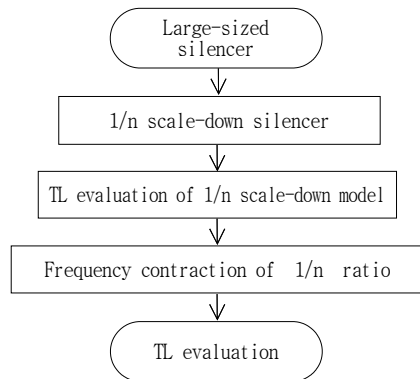


Figure 5: Procedure of TL evaluation using the similarity law

3. 조합형 소음기의 음향해석

실제 대형 선박에서 사용되고 있는 조합형 소음기를 대상으로 축소모형에 음향해석을 수행하여 전달손실을 구하고 기하상사법을 적용하여 원형모형의 전달손실을 예측하였다. 음향해석에 기하상사법을 적용하기 위해서 **Figure 6**과 **7**의 조합형과 배플형 소음기를 이용하였다. 우선 조합형 소음기의 경우에는 **Table 5**와 **6**의 1/20 축소형 모형을 대상으로 음향해석을 수행하기 위해서 유한요소모델을 생성하였다.

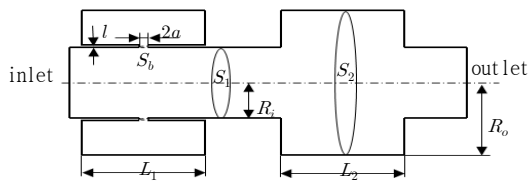


Figure 6: Geometric shape of combined silencer

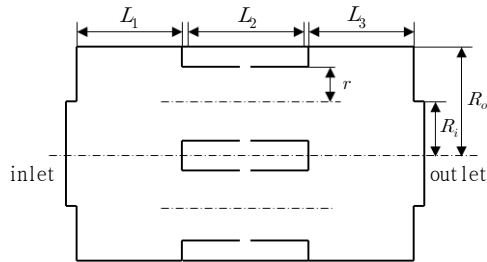


Figure 7: Geometric shape of baffle-type silencer

Table 5: Dimensions of resonator model (unit: mm)

| model scale | in-dia. ($2R_i$) | out-dia. ($2R_o$) | length (L_1) | neck dia. ($2a$) |
|-------------|--------------------|---------------------|------------------|--------------------|
| 1 | 1050 | 2100 | 1000 | 130.64 |
| 1/20 | 52.5 | 105 | 50 | 6.53 |

Table 6: Dimensions of expansion chamber model (unit: mm)

| model scale | in-dia. ($2R_i$) | in-dia. ($2R_o$) | length(L_2) |
|-------------|--------------------|--------------------|-----------------|
| 1 | 1050 | 2100 | 1000 |
| 1/20 | 52.5 | 105 | 50 |

음향해석으로 구한 축소형 소음기의 전달손실 값에 기하상사법을 적용하여 축소형 소음기보다 20배가 확장된 대형 소음기의 전달손실을 예측하였다. **Figure 8**에서와 같이 예측 전달손실과 실제 대형 소음기의 전달손실 해석결과를 비교하면 거의 일치하는 것을 확인할 수 있다. 이는 조합형 소음기의 경우에도 기하상사법의 적용이 가능함을 보여 준다.

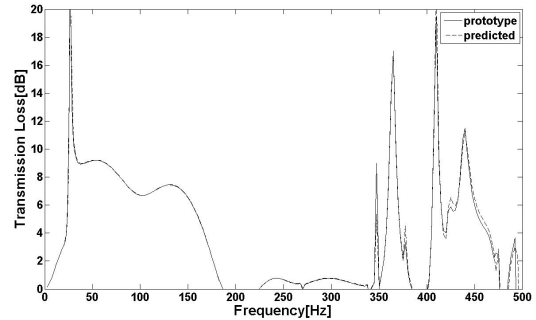


Figure 8: Actual and predicted values of transmission loss of combined silencer

그리고 배플형 소음기를 대상으로 음향해석을 수행하였다. **Figure 7**에서와 같이 중앙단에 배플 (baffle)과 함께 두 개의 관이 삽입되어 있으며 두 개의 관에 12개의 구멍을 천공하여 배플 안쪽의 공간이 공명형 소음기로 작용할 수 있도록 하였다. 소음기의 형상치수는 **Table 7**과 같다.

Table 7: Dimensions of baffle-type silencer

(unit: mm)

| model scale | in-dia. ($2R_i$) | in-dia. ($2R_o$) | length | | |
|-------------|--------------------|--------------------|--------|-------|-------|
| | | | L_1 | L_2 | L_3 |
| 1/4 | 131.25 | 262.5 | 125 | 148 | 125 |
| 1 | 525 | 1050 | 500 | 594 | 500 |

기하상사법의 검증에 있어 우선 축소형 소음기의 전달손실을 해석하고 기하상사법을 적용하여 예측 전달손실을 계산하였다. **Figure 9**는 실제 대형 소음기의 전달손실 해석결과와 비교하여 나타난 것이며, 배플형 소음기 또한 기하상사법이 적용되는 것을 확인할 수 있다.

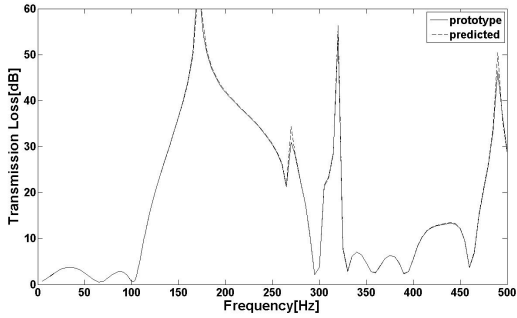


Figure 9: Actual and predicted values of transmission loss of baffle-type silencer

4. 결 론

대형 소음기의 성능평가에 있어서 실제 크기를 비례적으로 축소된 소음기의 성능 시험결과를 기초로 대형 소음기의 성능을 예측할 수 있는 기하상사법을 제안하였다. 공명형과 단순 확장관형 소음기의 기하상사 변수 규명에 있어서 제어주파수, 공명형의 TL_{10dB} 주파수 대역폭, 단순 확장관형의 TL_{0dB} 주파수 대역폭이 원형모형의 축소비만큼 증가한다는 것을 알 수 있었다. 그리고 전달손실의 레벨은 축소비의 함수가 아니므로 축소비에 따라 전달손실의 레벨은 변하지 않음을 확인하였다. 이상의 결과에서 축소형 소음기로 대형 소음기의 성능 예측이 가능하고, 소음기의 개발비용 및 시간이 절감될 것으로 기대된다. 향후에는 소음기의 성능 평가 실험을 통한 기하학적 상사법에 대한 실험적 검증이 필요하다.

후 기

본 연구는 지식경제부-한국산업기술진흥원 지정 계명대학교 저공해자동차부품기술개발센터의 지원에 의한 것입니다.

참고문헌

[1] 이태경, 주원호, 배종국, “공명형 소음기를 이용한 박용 디젤엔진 배기 소음 제어”, 한국소음진동공학회 2008년 춘계학술대회논문집, 제17권, pp. 350, 2008
 [2] 하상태, 헬름홀쯔 공명기의 음향학적 특성에 대

한 연구, 한국과학기술원 석사학위 논문, 1994
 [3] 서상현, 공명기 배열을 이용한 저주파 소음저감용 소음기의 설계, 한국과학기술원 석사학위 논문, 2003
 [4] 유영훈, “공명기를 이용한 선박기관실의 소음저감에 관한 연구”, 한국동력기계공학회 2007 춘계학술대회논문집, pp. 83-84, 2007
 [5] M. L. Munjal, Acoustics of Ducts and Mufflers, John Wiley & Sons, 1897
 [6] 황상문, “단순 확장관과 공명기 모듈 설계를 위한 유전자 알고리즘의 적용에 관한 연구”, 한국소음진동공학회지, 제10권, 제1호, pp. 33-40, 1999
 [7] 홍경섭, 김양한, 박윤근, 김광식, “평균유동이 있는 단순확장관의 기하학적 형상이 음향적 특성에 미치는 영향”, 대한기계학회논문집, 제12권, 제4호, pp. 664-669, 1988

저 자 소 개



양준혁 (梁俊赫)

2007년 계명대학교 기계자동차공학부(공학사), 2010년 계명대학교 기계공학과(공학석사)



이부운 (李富潤)

1981년 부산대학교 기계공학과(공학사), 1984년 한국과학기술원 기계공학과(공학석사), 1991년 한국과학기술원 기계공학과(공학박사), 1984년 - 1998년 한국중공업(주) 기술연구원 선임연구원, 1998년 - 현재 계명대학교 기계자동차공학과 교수



김원진 (金元鎭)

1987년 부산대학교 정밀기계공학과(공학사), 1989년 한국과학기술원 기계공학과(공학석사), 1993년 한국과학기술원 기계공학과(공학박사), 1990년 - 1997년 삼성중공업(주) 기계전자연구소 선임연구원, 1997년 - 현재 계명대학교 기계자동차공학과 교수