

엔진 흡배기 소음원 특성의 측정법에 대한 수치적 연구

이정권*, 장승호*

Numerical Investigations of the Experimental Techniques for Measuring the Acoustical Source Parameters of a Simplified Exhaust System

Jeong-Guon Ih, Seung-Ho Jang

ABSTRACT

Measurement techniques for in-duct acoustic source parameters can be classified into the direct method and the load method, according to whether it utilizes an extra external source or not. It is reported that the load methods yield the negative source resistance and the purpose of this paper is to clarify that the time-varying nature of the source is the main cause of this physically implausible result. For this purpose, the direct and load methods for measuring the source characteristics of a simplified fluid machine are simulated using the time domain numerical analysis. In the numerical simulations, the method of characteristics is employed and the source characteristics are calculated from the resultant data. It is shown that the load method results in negative source resistance for some frequencies, whereas the direct method yields positive values for all frequencies considered. It is found that the result of load method is quite sensitive to the change of cylinder pressure or valve profile in contrast to the direct method.

1. 서론

덕트 내 한편에 음원이 있고 다른 편에 수동계만이 있는 경우에 평면파 전파 (plane wave propagation) 가정과 선형 시불변 (linear time-invariant) 계로 가정하면, 음향 단일 연결구 음원 모델 (acoustic one-port source model)을 이용할 수 있다. 이때 음원은 음원 강도 (source strength)와 음원 임피던스 (source impedance)로 특성화되어 진다 [1-5]. 이러한 유체 기계의 음원 특성은 직접측정법 (direct method)과 간접측정법 (부하법, load method)을 이용하여 구할 수 있다. 직접법은 스피커 (loudspeaker)와 송풍기 (blower) 음원 측정에 성공적으로 적용된 바 있다 [1-3]. 그러나 내연기관 배기계의 음원 특성 측정에서는 고온, 부식성의 가스 및 난류 유동 때문에 다수의 부하를 이용하는 간접법만이 주로 적용되고 있다. 간접법은 압축기 또는 내연기관의 흡배기계 음원에 대한 측정에서 부의 음원 저항을 많이 보고되었으며, 이것은 물리적으로 타당하지 않은 결과이다 [2-6].

이러한 부의 음원 저항에 대한 몇 가지 원인이 제시되었으며, 특히 음원의 시변 특성이 주요한 원인이 될 수 있음이 제안되었다 [7]. 본 논문에서는 이러한 사실에 대하여 명백하게 설명하고자 한다.

이를 위하여 직접법과 부하법의 측정 기법들을 시간 영역에서 수치 모사한다. 수치 모사에 있어서는 특성곡선법 (method of characteristics)를 이용하여 음압을 얻고, 이를 입력으로 하여 음원 인자들을 계산한다. 이러한 모사를 통한 해석에서는 방사 음압 레벨의 정확한 예측이 아니라 음원 특성의 일반적 경향에 주안점을 둔다[2].

2. 수치 모사 방법

Fig. 1은 음원 특성 측정법에 대한 모사를 위하여 저장계-밸브-파이프로 구성된 음향계의 개략도이다. 음원은 압축기 또는 내연 기관 엔진이 배기관에 연결된 간단한 단일 포트 계로 볼 수 있다. 이것은 밸브를 통한 가스의 유출입에 의한 실린더 내부 질량 변화를 무시하고 간략화 시킨 것이다. 실린더는 상수 P_c 의 내부 압력을 가지는 저장계로 간주할 수 있다. 직관 내의 초기 압력과 온도는 대기의 값인 1 bar (=10⁵ Pa)와 300 K이다. 밸브의 운동에 의한 열린 면적의 변화는 실제 밸브와 유사하지만 훨씬

* 한국과학기술원 기계공학과 소음 및 진동제어 연구센터

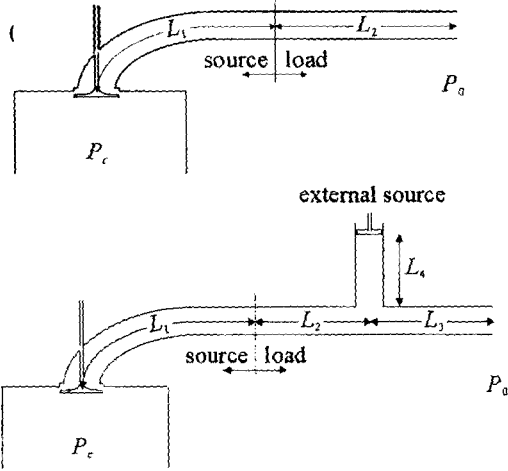


Fig. 1. A schematic layout of the reservoir-valve-pipe system for the simulation of the measurement methods of source properties. (a) Load method, (b) direct method.

간단하게 Fig. 2와 같이 주어졌다. Curve 2는 sine 곡선의 양의 궤적을 나타낸다.

$$\left. \frac{S_{valve}(t)}{S_{pipe}} \right|_{Curve 2} = \begin{cases} 0.5 \sin(2\pi t/T), & \text{if } \sin(2\pi t/T) \geq 0, \\ 0, & \text{if } \sin(2\pi t/T) < 0. \end{cases} \quad (1)$$

여기서, S_{valve} , S_{pipe} 는 각각 밸브 열린 면적과 직관 면적이다. 밸브 개폐의 주기 T 는 0.025 초이다. Curves 1과 3은

$$\left. \frac{S_{valve}(t)}{S_{pipe}} \right|_{Curve 1} = \begin{cases} \left. \frac{S_{valve}(t_1)}{S_{pipe}} \right|_{Curve 2}, & \text{if } nT \leq t < (n+0.5)T, \\ 0, & \text{if } (n+0.5)T \leq t < (n+1)T \end{cases} \quad (2)$$

과

$$\left. \frac{S_{valve}(t)}{S_{pipe}} \right|_{Curve 3} = \begin{cases} \left. \frac{S_{valve}(t_2)}{S_{pipe}} \right|_{Curve 2}, & \text{if } nT \leq t < (n+0.5)T, \\ 0, & \text{if } (n+0.5)T \leq t < (n+1)T \end{cases} \quad (3)$$

이다. 여기서, n 은 0 또는 양의 정수이고,

$$t_1 = \frac{3Tt}{4t+T}, \quad t_2 = \frac{Tt}{3T-4t} \quad (4a,b)$$

이다. 음원-부하 접점은 직관 내의 밸브 바로 지난 지점이다. 부하법에서 적용되는 부하는 서로 다른 길이의 두개의 열린 직관이다.

모든 유동은 일차원으로, 매질은 완전 기체(perfect gas)로 가정하였다. 또한 해석의 편의를 위하여 모든 유동장에서 등 엔트로피 레벨을 가진다고 한다. 균일한 면적을 가지는 덕트 내에서 연속 방정식(continuity equation)은

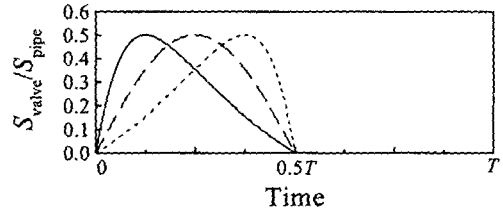


Fig. 2. The valve area diagram where T denotes a period and S the sectional area. —, Curve 1; ---, curve 2; ·····, curve 3.

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (5)$$

이고, 모멘텀 식(momentum equation)은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} = 0. \quad (6)$$

이상 기체에서의 음속은

$$a^2 = \gamma \frac{p}{\rho} \quad (7)$$

이다. 여기서, γ 는 매질의 비열비이다. 등 엔트로피 과정에서 압력과 밀도는 다음의 관계를 만족한다:

$$\frac{p}{p_{ref}} = \left(\frac{a}{a_{ref}} \right)^{2\gamma/\gamma-1}, \quad \frac{\rho}{\rho_{ref}} = \left(\frac{a}{a_{ref}} \right)^{2(\gamma-1)} \quad (8)$$

여기서, p_{ref} 와 ρ_{ref} 는 기준 상태(reference condition)에서의 압력과 밀도이다. 방향 방정식 및 적합 방정식(direction and compatibility equations)으로부터 [8], 리만 변수(Riemann variable) λ, β 는 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda = \frac{a}{a_{ref}} + \frac{\gamma-1}{2} \frac{u}{a_{ref}}, \quad \beta = \frac{a}{a_{ref}} - \frac{\gamma-1}{2} \frac{u}{a_{ref}} \quad (9)$$

이들 특성값을 계산하기 위해 격자법을 이용하였다: 계산 영역을 균일한 격자로 나누어서, 각 시간 스텝에서 각 격자 점의 λ, β 를 계산하였다. 모든 계산에서 충분한 정확도를 보장하는 0.02 m의 동일한 격자 간격이 이용되었으며 더 이상의 격자 간격을 줄이는 것은 결과의 정확도를 향상시키지 않았다. 계산을 위한 시간 간격은 Courant-Friedrichs-Levy 안정성 기준(stability criterion)에 따라서 가변적으로 주어졌다. 주기적인 음압과 속도는 약 0.05초 이후에서 나타나며 1초 이후에서의 음압 데이터가 음원 특성 계산에 입력으로 이용되었다. 밸브를 지나는 유동은 등압 모델(constant pressure model) [8]을 이용하였다. 실린더 내의 정지 상태(stagnation condition) 기체가 밸브 목까지는 등 엔트로피 팽창(isentropic expansion) 과정을, 밸브 목에서 직관 내로의 유동은 단열 팽창(adiabatic expansion) 과정을

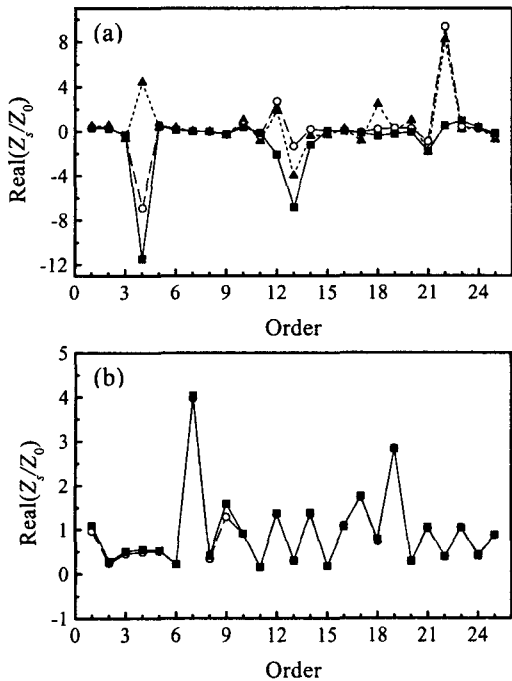


Fig. 3. Calculated source resistances with changing the cylinder pressure ($P_c - P_0$). —■—, 10^2 Pa; —○—, 3×10^2 Pa;▲....., 10^3 Pa. (a) Load method, (b) direct method.

가정하였다. 밸브를 지나는 압력 강하는 속도에 대한 비선형 함수로 주어지지만, 상대적인 실린더 압력이 매우 작은 값으로 주어지기 때문에 비선형 효과가 전체 계에 주는 영향은 비교적 적은 편이다. 직관의 열린 끝단에서 경계 조건은 주파수 영역의 음향 방사 임피던스로부터 반복적인 계산 방법으로 주어졌다 [4,9].

부하법으로는 2부하법 [1,5]을 이용하였는데, 길이가 각각 $L_1=1.0$ 과 1.6 m인 직관이 부하로 쓰였다. 각 부하에 따라서 평균 유속은 다르지만, 그 차이는 $0.08M$ (M 은 Mach 수)이내로서 무시할 수 있다.

직접법의 모사에서는 외부 음원으로 피측정 음원을 가진 하여 음원 임피던스를 얻었다 [1-3]. 외부 음원으로는 등속 음원 (constant velocity source)을 Fig. 2.17(b)에 보인 바와 같이 수직으로 부착된 0.5 m 직관 끝에 위치시켰다. 세 개의 직관이 모이는 접점에서는 압력, 밀도, 엔트로피의 연속 조건과 질량 보존 조건이 수치 계산에 이용되었다 [8]. Fig. 2.17(b)에서 직관 길이 L_1 과 L_2 는 각각 1.0과 0.5 m이다. 외부 음원의 피스톤 속도의 크기는 0.01 m/s로 하였으며, 이 값은 피측정 음원인 저장계-밸브-직관 계보다 충분히 더 큰 음장을 낸다. 직접법에서는 음파 분리 기법을 통하여 음원 임피던스 값을 얻게 된다. 선형 음향

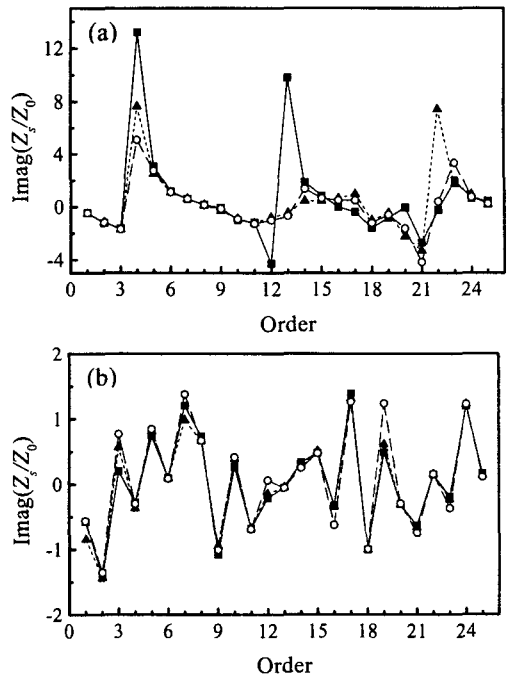


Fig. 4. Calculated source reactances with changing the valve open area profile. —■—, Curve 1, —○—, Curve 2,▲....., Curve 3. (a) Load method, (b) direct method.

이론에 의하면 관 내 평면파 전파가 이루어지는 저주파수 대역에서, 음압과 속도는 서로 다른 방향으로 전파하는 두 평면파 성분은 가감하여 얻어질 수 있다. 비선형 이론에서는 관 내 음장이 서로 다른 방향으로 전파하는 두 평면파로 구성되어 진다 하더라도, 압력과 속도는 선형 이론에서와 같이 간단히 얻어지지 않는다. 이것은 두 파가 상호 작용할 때 전파 속도가 연속적으로 변하기 때문이다. 따라서 두 파의 중첩에 의한 음장을 직접적으로 얻을 수 없다. Payri 등 [9]은 파점 (wavepoint)을 시간과 공간에 따라 추적하는 특성곡선법의 경우에 비선형 음파 분리가 가능함을 보였고, 그러한 기법을 본 논문에서 수치적 모사에 이용하였다.

3. 모사 결과

본 절에서는 직접법과 부하법의 차이 뿐만 아니라, 두개의 주요한 인자인 실린더 내부 압력과 밸브 면적 함수의 변화에 대한 효과도 살펴 보았다. Fig. 3은 실린더 내부 압력 P_c 의 변화가 음원 인자에 주는 영향을 보여준다. 여기서 밸브 면적은 Fig. 2의 Curve 2를 따르며, 1차 성분은 기본 주파수인 40 Hz에

해당한다. 직접법에서는 주파수 스윕 (sweep)을 이용하여 수행되었다. Fig. 3(b)에서 $P_c - P_0 = 10^3$ Pa의 결과는 표시되지 않았는데, 이 경우 피특정 음원 보다 큰 외부 음원에서는 비선형 음 전파 현상이 발생하기 때문이다. Fig. 3에서 명백히 볼 수 있듯이 두 방법으로 계산된 음원 임피던스들은 매우 다른 양상을 보인다. 부하법에서는 많은 주파수들에서 부의 음원 저항을 내고, 반면에 직접법에서는 모든 차수에서 양의 음원 저항을 낸다. 또한 음원 임피던스는 상쇄 공진 (antiresonance)로 볼 수 있는 음원 저항의 산들에서 실린더 압력의 변화에 매우 민감하다. 그러나 직접법에서는 실린더 압력의 변화에 둔감한 것을 볼 수 있다. 페이지 제한으로 여기에 보여지지 않은 음원 강도 결과는 저주파수 대역에서 실린더 압력과 대기압 차이에 비례하였다.

Fig. 4는 실린더 압력이 $P_c - P_0 = 10^2$ Pa일 때 밸브 면적 함수의 변화가 주는 영향을 보여준다. 앞의 결과에서와 유사하게 부하법에서 음원 임피던스는 음원 저항의 산들에서 매우 민감하다. 또한 음원 강도는 3차 이하의 저주파수 대역을 제외하고 밸브 면적 함수의 변화에 따라 큰 차이를 보인다. 직접법으로부터 계산된 음원 임피던스는 Fig. 2에 보인 밸브 면적 함수의 변화에는 둔감한 것을 알 수 있다.

두 방법으로부터 얻어진 음원 인자들을 이용하여, 부하 적용 시 음압 레벨을 예측한 결과를 Fig. 5에 나타내었다. 부하로서 1.3 m 길이의 열린 직관이 적용되었을 때 밸브 구의 바로 아래 지점의 음압 레벨이다. 실린더 압력은 $P_c - P_0 = 3 \times 10^2$ Pa이고 밸브 면적은 Curve 2를 따른다. 비교를 위하여 정압 음원 가정 (영의 임피던스)과 정속 음원 가정 (무한대의 임피던스)으로 예측된 음압 레벨도 함께 보였다. 직접법과 정압, 정속 음원 가정들에 의한 예측에서는 길이 1.0 m의 열린 직관이 적용될 때의 음압 데이터로부터 결정된 음원 강도를 이용하였다. 부하법과 직접법은 서로 다른 음원 인자들이 이용되었음에도 다른 음원 가정들에 비하여 비교적 정확한 예측치를 보인다. 그러나 음압 레벨의 산들에서 5 dB 이상의 차이를 보인다. 정압 음원 가정은 많은 차수에서 비교적 큰 오차를 보이고, 정속 음원 가정은 매우 좋지 않은 결과를 낸다. 이로부터 방사 음압의 적절한 예측을 위해서는 음원 인자들의 실제 측정이 필요함을 알 수 있다. Fig. 5에서 전체 음압 레벨은 부하법이 154.8 dB, 직접법이 156.8 dB, 정압 음원 가정이 161.5 dB, 정속 음원 가정이 184.9 dB이고, 특성곡선법은 158.6 dB이다. 여기서는 직접법이 부하법보다 약간 더 정확한 결과를 낸다. 음원-부하 접점이 밸브 구에서 더 멀리 위치하고 촉매 변환기와 같은 부가적인 요소가 추가된다면, 부하법에서의 차이는 다소 작아질 수 있다 [2].

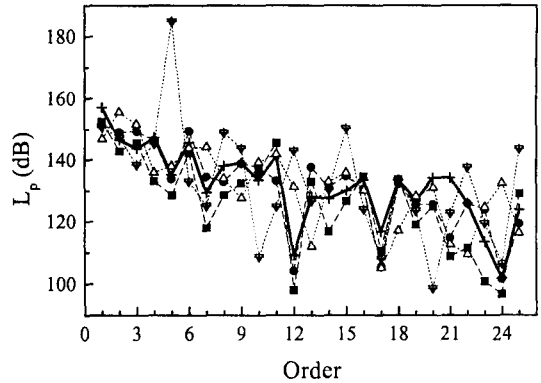


FIG. 5. A comparison of predicted sound pressure levels at the downstream side of valve aperture by using the estimated source parameters ($P_c - P_0 = 300$ Pa, valve open-area profile = Curve 2): —■—, load method ($(L_p)_{\text{overall}} = 154.8$ dB); —●—, direct method ($(L_p)_{\text{overall}} = 156.8$ dB);△....., constant pressure source assumption ($(L_p)_{\text{overall}} = 161.5$ dB);◇....., constant velocity source assumption ($(L_p)_{\text{overall}} = 184.9$ dB); —+—, calculated by the method of characteristics ($(L_p)_{\text{overall}} = 158.6$ dB).

4. 결론

덕트 내 음원 특성의 측정 기법들을 시변하는 밸브 요소를 가지는 간단한 배기계에 대한 예를 통하여 수치적으로 모사하였다. 직관 내의 음압의 계산을 위하여 특성곡선법을 이용하였고, 계산된 음압을 입력으로 하여 직접법과 부하법으로 음원 인자들을 계산하였다. 부하법에서는 많은 주파수들에서 부의 음원 저항이 얻어졌으며, 음원 임피던스는 음원 저항의 산들에서 실린더 압력과 밸브 면적 함수의 변화에 민감하였다. 반면에 직접법에서는 양의 음원 저항을 내며, 임피던스는 실린더 압력과 밸브 면적 함수 변화에 둔감하였다. 이러한 결과는 다양한 압축기와 내연기관 흡배기계에 대한 앞선 측정 결과와 일관된다. 본 논문에서 수행된 모사는 매우 간단한 음원 상황에서 이루어 졌으며, 음원의 시변하는 특성이 부하법과 직접법의 상이한 결과에 대한 주요 원인이라고 결론지을 수 있다.

감사의 글

본 연구는 BK21 Project, NRL의 일부 재정 지원을 받았으며, 또한 연암재단과 Leverhulme Fellowship의 지원을 받았습니다.

참고문헌

- (1) M. L. Munjal, 1987, *Acoustics of Ducts and Mufflers*, Wiley-Interscience.
- (2) S.-H. Jang and J.-G. Ih, 2000, "Refined multi-load method for measuring acoustical source characteristics of an intake or exhaust system," *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 107, pp. 3217-3225.
- (3) H. Bodén, 1995, "On multi-load methods for determination of the source data of acoustic one-port sources," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 180, pp. 725-743.
- (4) F. Albertson and H. Bodén, 1999, "Method for prediction of sound generation from the IC-engine exhaust," *Proc. of 6th International Congress on Sound and Vibration*, pp. 1961-1966.
- (5) V. H. Gupta and M. L. Munjal, 1992, "On numerical prediction of the acoustic source characteristics of an engine exhaust system," *Journal of the Acoustical Society of America*. Vol. 92, pp. 2716-2725.
- (6) F. Albertson, 1999, "On impedances of a simple harmonic oscillator and acoustic impedances in pipes with mean flow," *Report TRITA-FKT 1999:21*, Department of Technical Acoustics, Royal Institute of Technology, Stockholm.
- (7) K. S. Peat and J.-G. Ih, 2001, "An analytical investigation of the indirect measurement method of estimating the acoustic impedance of a time-varying source," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 244, pp. 821-835.
- (8) R. S. Benson, 1982, *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines*, Carendon Press, Oxford.
- (9) F. Payri, J. M. Desantes and A. J. Torregrosa, 1995, "Acoustic boundary condition for unsteady one-dimensional flow calculation," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 188, pp. 85-110.