

유체의 흐름이 있는 엔진 흡기계용 직조관의 음향 임피던스 측정 및 전달손실 예측

Measurement of acoustic impedance of porous woven hoses in engine intake systems in the presence of mean flow

° 이정권*·박철민**

° Jeong-Guon Ih *· Chul-Min Park **

Key Words: porous woven hose (직조관), acoustic impedance (음향임피던스), mean flow (평균류), transmission loss (전달손실)

ABSTRACT

A porous tube, comprised of a resin-coated woven fabric has recently been used as an effective component for use in intake systems of internal combustion engines to reduce the intake roaring. For the prediction of the acoustic performance of an engine intake system with a porous woven hose, the acoustic wall impedance of the hose must be known. Because of its peculiar acoustical and structural characteristics, the accurate measurement of the wall impedance of a porous woven hose is not easy. A new measurement technique is proposed herein, that is valid over the low to mid frequency ranges. The acoustics impedance is inversely estimated from an overdetermined set of measured pressure transmission coefficients for specimens of different lengths and the reflection coefficient of end termination. The method involves only one measurement, and, as a result, it is very simple. The measured TL for samples with arbitrary conditions, arbitrary porous frequency, arbitrary length, and arbitrary mean flow condition, are in reasonably good agreement with values predicted from curve-fitted impedance data.

1. 서 론

다공형 직조관(porous woven hose)은 폴리아마이드(polyamide)로 표면처리된 철사로 틀이 짜여진 나선형 구조에 면사 또는 나일론으로 직조하여 만들어지며, 폴리에스터(polyester)로 표면 처리된다. 직조관은 흡기계의 길이에 따른 공명을 피할 수 있다는 소음제어 측면에서의 장점 외에도, 자체가 유연하기 때문에 진동의 차단에도 효과가 있으며, 복잡한 엔진실 내부에서 흡기관이 위치할 수 있는 공간적 제약에 덜 민감하다는 장점들을 가진다 [1,2]. 다공형 직조관은 내연기관의 흡기소음을 줄일 수 있는 효과적인 소음제어요소로서 널리 사용되고 있으나, 직조관과 관련된 연구는 그리 많지 않았다. 직조관이 사용된 흡기계의 음향 특성을 예측하기 위해서는 직조관의 임피던스(acoustic impedance)에 대한 정보를 알아야 하지만, 곡률, 국부적인 비균질성 등의 특수한 음향학적 특성과 구조적 특성 때문에 직조관의 임피던스를 정확하게 측정하는 것은 쉽지 않다. 다공형 재료의 임피던스 측정에 사용되는 임피던스 관(impedance tube)

을 이용하여 직조관의 임피던스를 측정하기 위해서는 원반모양의 평평한 시편으로 직조관을 잘라야 한다. 그러나, 이 경우 직조관의 구조를 지지하는 철사가 절단되고, 따라서 직조관 벽의 특성이 바뀌게 된다. 이것은 직조관의 임피던스를 측정하기 위해서는 실제 사용되는 상태 그대로, 즉 원형관의 형태를 유지한 상태로 측정되어야 한다는 것을 의미한다. 이러한 조건을 만족시키는 기존의 측정 방법에는 동심형 방법으로 측정된 리액턴스와 전달손실로부터 레지스턴스를 측정하는 방법이 [3,4] 있지만, 두 개의 실험장치를 필요로 하기 때문에 측정이 복잡하고 시간이 오래 걸리며, 유동이 있는 경우에는 임피던스를 측정하지 못한다는 단점이 있다. 따라서, 본 연구에서는 기존의 방법보다 간단한 실험장치를 이용하여, 자동차 흡기소음에서 주로 문제가 되는 저주파 영역 내에서 기존의 방법에 비해 확장된 주파수 범위와 짧은 길이의 직조관, 그리고 유동이 있는 조건에서 유효한 임피던스 측정 방법을 제안하였다. 개발한 임피던스 측정방법으로 유동조건과 직조관의 종류를 바꿔가며 측정한 임피던스 데이터를 이용하여 curve-fitting model 을 제안하였고, 이를 이용하면 임의의 직조상태, 임의의 유동조건에서 임피던스를 예측하였다. 이렇게 예측한 임피던스로부터 실제 사용되는 범위 내에서 임의의 길이, 임의의 유동조건, 임의의 직조상태를 가지는 직조관의 전달

· 한국과학기술원 기계공학과 소음및진동제어연구센터

E-mail : ihih@sorak.kaist.ac.kr

Tel: (042) 869-3035, Fax: (042) 869-8220

.. 삼성전자 영상디스플레이사업부

E-mail : dyboon5@chollian.net

손실을 예측하였고, 측정된 전달손실과 비교하였다.

2. 임피던스 측정

2.1 직조관의 임피던스 측정

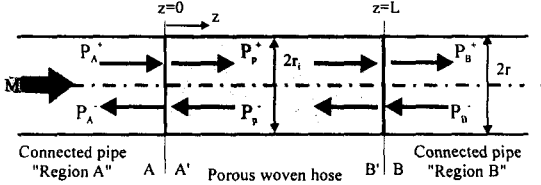


Fig. 1. Sound field in the porous duct system. Pressures designated with the superscript '+' denotes the positive-going (i.e., downstream) waves and those with '-' denotes the negative-going (i.e., upstream) waves. M denotes the Mach number.

Fig. 1은 유동이 있는 경우에 강체벽을 가진 관 A와 B가 직조관에 연결된 덕트계의 음장을 나타낸다. 평면파로 전파하는 주파수 범위에서의 음장은 다음과 같이 표현할 수 있다:

$$P_p(z) = P_p^+ \exp(-jk_z^+ z) + P_p^- \exp(jk_z^- z), \quad (1)$$

$$u_p(z) = \frac{1}{\rho_0 c_0} \frac{k_z^+}{(k_0 - Mk_z^+)} P_p^+ \exp(-jk_z^+ z) - \frac{1}{\rho_0 c_0} \frac{k_z^-}{(k_0 + Mk_z^-)} P_p^- \exp(jk_z^- z), \quad (2)$$

$$P_p(0) = P_A^+ + P_A^-, \quad (3)$$

$$u_p(0) = \frac{S}{\rho_0 c_0 S_p} (P_A^+ - P_A^-), \quad (4)$$

$$P_p(L) = P_B^+ + P_B^-, \quad (5)$$

$$u_p(L) = \frac{S}{\rho_0 c_0 S_p} (P_B^+ - P_B^-), \quad (6)$$

$$\frac{Z_n}{\rho_0 c_0} = j \frac{2}{k_0 r_i} \frac{(k_0 \mp k_z^+ M)^2}{(k_0 \mp k_z^+ M)^2 - (k_z^+)^2}, \quad (7)$$

$$(k_0 \mp k_z^+ M)^2 = (k_z^+)^2 + (k_r^+)^2. \quad (8)$$

여기서, ρ_0 는 매질의 밀도, c_0 는 음속, k_z 와 k_r 은 직조관내의 축방향 및 반경방향 복소전파상수, $k_0 = \omega/c_0$, ω 는 각 주파수, S 는 관 A와 B의 단면적, $S_p = \pi r_i^2$, Z_n 은 직조관 내벽의 임피던스, r_i 는 직조관의 내경, M 은 마하수(Mach number), $P_p(z)$ 와 $u_p(z)$ 는 좌표 z 에서 직조관내의 음압과 입자속도,

윗첨자 '+'와 '-'는 각각 입사파와 반사파를 의미하며, P_A^+ 와 P_B^+ 는 A와 B면에서의 입사되는 음압과 반사되는 음압이다.

또한, 짧은 길이의 직조관에서 방사 임피던스의 영향을 무시할 수 있으므로, 직조관의 임피던스 Z_p 는 내벽의 수직 임피던스 Z_n 을 이용하여 다음이 나타낼 수 있다[3,4]:

$$\beta \equiv \frac{Z_p}{\rho_0 c_0} \approx \frac{2r_o}{r_i + r_o} \frac{Z_n}{\rho_0 c_0}. \quad (9)$$

전달행렬을 이용하여 직조관 양단의 음압과 입자속도 사이의 관계를 표현하면 다음과 같이 표현할 수 있다:

$$\begin{bmatrix} P_p \\ u_p S_p \end{bmatrix}_{z=0} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_p \\ u_p S_p \end{bmatrix}_{z=L}. \quad (10)$$

여기서,

$$T_{11} = \frac{k_z^- (k_0 - Mk_z^+) \exp(jk_z^+ L) + k_z^+ (k_0 + Mk_z^-) \exp(-jk_z^- L)}{k_0 (k_z^+ + k_z^-)}, \quad (11a)$$

$$T_{12} = \frac{\rho_0 c_0 (k_0 + Mk_z^-) (k_0 - Mk_z^+) \exp(+jk_z^+ L) - \exp(-jk_z^- L)}{S_p (k_z^+ + k_z^-) k_0}, \quad (11b)$$

$$T_{21} = \frac{S_p k_z^+ k_z^- \exp(+jk_z^+ L) - \exp(-jk_z^- L)}{\rho_0 c_0 k_0 (k_z^+ + k_z^-)}, \quad (11c)$$

$$T_{22} = \frac{k_z^+ (k_0 + Mk_z^-) \exp(+jk_z^+ L) + k_z^- (k_0 - Mk_z^+) \exp(-jk_z^- L)}{k_0 (k_z^+ + k_z^-)}, \quad (11d)$$

이다.

음압전달계수 τ 는 입사되는 음압과 투과되는 음압의 비로 정의되며, 직조관의 경우 식 (11)을 이용하여 표현하면 다음과 같다:

$$\frac{1}{\tau} = \frac{P_A^+}{P_B^+} = f \left(k_z^+, L, k_0, M, \frac{P_B^-}{P_B^+} \right), \quad (12)$$

$$f \left(k_z^+, L, k_0, M, \frac{P_B^-}{P_B^+} \right) = \frac{1}{2} \left\{ \begin{aligned} & T_{11} + T_{12} \frac{S}{\rho_0 c_0} + T_{21} \frac{\rho_0 c_0}{S} + T_{22} \\ & + \frac{P_B^-}{P_B^+} \left(T_{11} - T_{12} \frac{S}{\rho_0 c_0} + T_{21} \frac{\rho_0 c_0}{S} - T_{22} \right) \end{aligned} \right\}. \quad (13)$$

여기서, 영역 B 에서 반사되는 음파가 없다면, 즉, $P_B^-/P_B^+ = 0$ 이라면, 식 (13)으로부터 직조관의 전달 손실 TL 을 얻을 수 있다.

$$TL = 20 \log_{10} \left\{ f \left(k_z^*, L, k_0, M, \frac{P_B^-}{P_B^+} = 0 \right) \right\}, \quad (14)$$

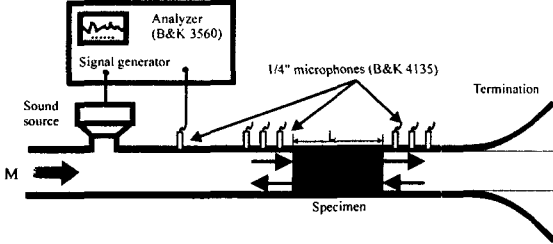


Fig. 2. Apparatus for the measurement of in-duct acoustic characteristics of a porous woven hose.

소음기의 전달손실을 측정하기 위해 널리 사용되는 Fig. 2 의 측정장치를 이용하면, τ 와 P_B^-/P_B^+ 등의 관내 음향 인자를 측정할 수 있다[5]. 길이를 바꾸어서 측정된 τ 와 P_B^-/P_B^+ 의 N 개의 데이터

$$\left[1/\tau_i, k_0, M, L_i, \left(P_B^-/P_B^+ \right)_i \right] \quad (i = 1, 2, \dots, N), \quad (15)$$

가 있을 때, 직조관의 비임피던스 (normalized impedance, β)는 다음의 목적함수 Φ 가 최소가 되도록 하여 구할 수 있다:

$$\Phi = \sum_{i=1}^N \left| \frac{1}{\tau_i} - F_i \left(\beta; k_0, M, L_i, \frac{P_B^-}{P_B^+} \right) \right|^2, \quad (16)$$

$$F_i \left(\beta; k_0, M, L_i, \frac{P_B^-}{P_B^+} \right) = f \left(k_z^*, L_i, k_0, M, \frac{P_B^-}{P_B^+} \right) = \frac{1}{\tau_i}. \quad (17)$$

여기서, P_B^-/P_B^+ , L 은 독립변수(independent variable)이다. 식 (16)이 최소가 되는 β 를 찾기 위해서, 식 (17)을 $\beta = \beta_0$ 부근에서 테일러 시리즈 전개(Taylor series expansion)를 이용하여 선형화하고, 행렬식으로 표현하면,

$$A\delta = Y, \quad (18)$$

와 같고, 여기서,

$$A = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial \beta} \\ \vdots \\ \frac{\partial F_N}{\partial \beta} \end{bmatrix}_{\beta = \beta_0}, \quad (19a)$$

$$Y = \begin{bmatrix} \frac{1}{\tau_1} - F_1(\beta_0) \\ \vdots \\ \frac{1}{\tau_N} - F_N(\beta_0) \end{bmatrix}, \quad (19b)$$

$$\delta = \beta - \beta_0, \quad (19c)$$

이다. 이때, 식 (18)의 최소자승해는 다음과 같다 [6,7]:

$$\delta = (A^H A)^{-1} A^H Y. \quad (20)$$

여기서, A^H 는 행렬 A의 Hermitian matrix이다. 식 (20)과 초기값 $\beta_0^{(1)}$ 으로부터 δ 와 다음 단계의 $\beta_0^{(2)} = \beta_0^{(1)} + \delta$ 를 얻는다. 위의 단계를 δ 가 오차 범위 안에 들어올 때까지 수행하는 간단한 반복법을 이용하면, 식(16)을 최소로 만드는 β , 즉, 직조관의 비임피던스를 얻을 수 있다.

2.2 실험결과

본 연구에서는 Fig. 2의 측정장치를 이용하여 τ 와 P_B^-/P_B^+ 를 측정하였고, 측정의 정확도를 향상시키기 위해서 Multiple Microphone Method[5]를 적용하고, 측정시 유동에 의한 영향을 최소화 하기 위하여 correlation technique[5]를 적용하였다. 자동차 흡기계에서의 유동은 일반적으로 마하수 0.09 이하이므로[8], 마하수 0.09 이하의 유동 조건에서 실험을 수행하였다. 이 때, 음원은 랜덤신호로 가진되는 라우드 스피커를 사용하였고, 관 벽 밀착형으로 장착된 1/4-인치 마이크로폰을 사용 하였으며, 마이크로폰에서 나오는 신호를 해석하기 위해서는 신호해석기(Signal Analyzer, B&K 3560)가 사용되었다. Fig. 3은 앞 절에서 설명한 방법으로 1500 Hz 이하의 주파수 범위에서 길이 약 300 mm 와 393 mm 인 시편을 이용하여, 세가지 유동조건($M=0, 0.034, 0.081$)에서 측정한 직조관의 임피던스의 한 예를 보여주고 있다. 유동에 의한 직조관 임피던스의 변화를 살펴볼 수 있으며, 이것은 대류효과(convection effect)와 함께 직조관의 음향특성, 전달 손실이 유동에 의해 변하는 원인이 된다.

개발한 임피던스 측정방법으로 유동조건과 직

조관의 종류를 바꿔가며 측정한 임피던스 데이터를 이용하여 임의의 직조상태, 임의의 유동조건에서 임피던스를 예측하기 위하여, 다음 식과 같은 curve-fitting model 을 제안하였다[4]:

$$\operatorname{Re}\left(\frac{Z_p}{\rho_0 c_0}\right) = \left\{ (a_1 M + a_2) f_{pREF} + (a_3 M + a_4) \right\} f + (a_5 M + a_6) f_{pREF} + (a_7 M + a_8) \quad (21a)$$

$$\operatorname{Im}\left(\frac{Z_p}{\rho_0 c_0}\right) = \left\{ (b_1 M + b_2) f_{pREF} + (b_3 M + b_4) \right\} f + (b_5 M + b_6) f_{pREF} + (b_7 M + b_8) \quad (21b)$$

여기서, M 은 마하수, f 는 주파수, f_{pREF} 는 같은 직조상태에서도 시편의 길이가 다르면 porous frequency 가 달리 측정되기 때문에[1] 직조상태만을 나타내기 위해 기준 길이를 정해놓고 측정된 porous frequency 이며, $a_1 \sim a_8$ 와 $b_1 \sim b_8$ 은 측정된 임피던스 데이터들을 이용하여 curve-fitting 한 계수이다.

Fig. 4 는 $M=0.058$ 에서 측정된 직조관의 임피던스와 $M=0, 0.034, 0.081$ 의 조건에서 측정한 데이터를 이용하여 식 21 의 curve-fitting model 을 적용하여 예측한 임피던스를 보여주고 있다. curve-fitting model 을 이용하여 예측한 임피던스와 측정된 임피던스가 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. 임피던스 측정에 사용된 직조관과 유동조건 및 직조상태가 다른 직조관의 경우에도 식 21 을 적용하면, 직조상태와 유동조건에 따른 임피던스를 예측할 수 있고, 이렇게 예측된 임피던스를 이용하면 그 음향특성을 예측할 수 있다[4]. Fig. 5 는 길이 480 mm 인 직조관의 Fig. 4 의 예측된 임피던스로부터 계산된 전달손실과 측정된 전달손실을 보여주고 있다. Fig. 5 에서 볼 수 있듯이, 임피던스 측정에 사용된 직조관과 길이, 유동조건, 그리고 직조상태가 다른 직조관들에서도 측정된 전달손실과 예측한 전달손실이 잘 일치함을 확인할 수 있다.

3. 결론

직조관이 사용된 자동차 흡기계의 음향 특성을 예측하기 위해서는 직조관의 임피던스에 대한 정보가 필요하다. 본 연구에서는 소음기의 전달손실을 측정하기 위해 널리 사용되는 측정장치를 이용하여 직조관의 음압 전달 계수와 수동 중단 의 반사계수를 측정하였고, 이를 이용하여 유동이 있는 조건에서 직조관의 임피던스를 측정하는 방법을 제안하였다. 제안한 측정방법으로 유동조건과 직

조상태를 바꾸어 가며 직조관의 임피던스를 측정하였고, 측정된 임피던스에 대해 직조상태를 나타내는 인자 fp 와 주파수, 그리고 마하수를 독립변수로 사용하여 curve-fitting 을 수행함으로써, 직조상태와 유동조건이 임피던스 측정시와는 다른 직조관의 임피던스를 예측하였다. 이렇게 예측된 임피던스로부터 실제 사용되는 범위 내에서 임의의 길이를 가지며 직조상태와 유동조건이 임피던스 측정시와는 다른 직조관의 전달 손실을 예측하였고, 측정된 전달손실과 비교하여, 잘 일치하는 것을 확인하였다. 본 연구에서 제시한 방법은 직조관의 음향 특성을 파악하고, 직조관이 사용된 자동차 흡기계의 음향성능을 예측하는데 유용하게 사용될 수 있다.

후 기

본 연구는 일본 Nihon Sekiso Co. Ind.와 공동연구과제로 수행 되었으며, BK21 프로젝트 및 NRL 에서도 일부 재정 지원을 받았습니다.

참고문헌

- (1) C.-M. Park, J.-G. Ih, Y. Nakayama, and S. Kitahara, 2002, "Single-figure Rating of Porous Woven Hoses Using a Nonlinear Flow Resistance Model," To appear in the Journal of Sound and Vibration.
- (2) A. Cummings and R. Kirby, 1999, "Low-frequency sound transmission in ducts with permeable walls," J. Sound Vib. **226**, pp.237~2521.
- (3) J.-G. Ih, C.-M. Park, Y. Nakayama, S. Kitahara and H. Takao, 2000, "Measurement of Acoustic Properties of Porous Duct for Engine Intake Systems", Proc. Inter Noise 2000 Conference, August, Nice, France.
- (4) C.-M. Park, J.-G. Ih, Y. Nakayama, and S. Kitahara, 2002, "Measurement of acoustic impedance and prediction of transmission loss of the porous woven hose in engine intake systems," Applied Acoustics **63**, pp.775~794.
- (5) S.-H. Jang and J.-G. Ih, 1998, "On the multiple microphone method for measuring in-duct acoustics properties in the presence of mean flow," J. Acoust. Soc. Am., **103**, pp. 1520~1526.
- (6) D. W. Marquardt, 1963, "An algorithm for least-squares estimation of nonlinear parameters," J. Soc. Indust. Appl. Math., **11**, pp.431~439.
- (7) E. Kreyszig, 1988, *Advanced Engineering Mathematics*, John Wiley & Sons, Inc., New-York.
- (8) D. E. Baxa, 1982, *Noise Control in Internal Combustion Engines*, John Wiley & Sons, Inc., New-York, Chap. 5.
- (9) M. L. Munjal, 1987, *Acoustics of Ducts and Mufflers*, John Wiley & Sons, inc., New-York.

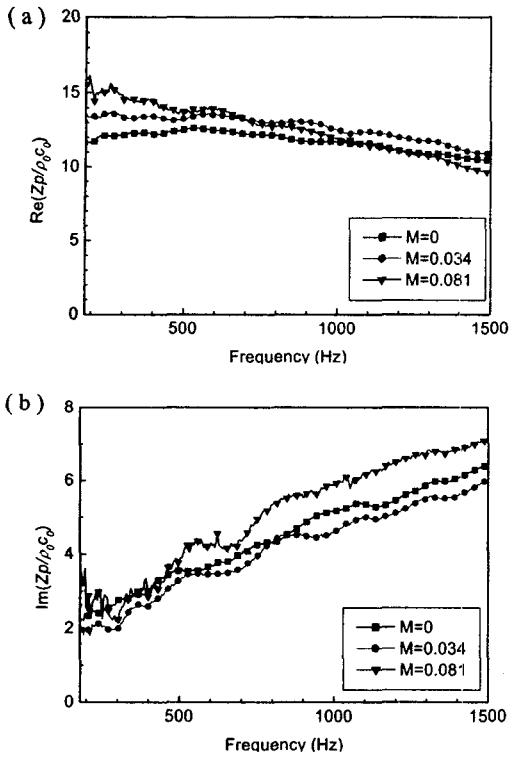


Fig. 3. An example of measured acoustic impedance of porous ducts at varying mean flow conditions ($f_p=300$). (a) Resistance, (b) reactance.

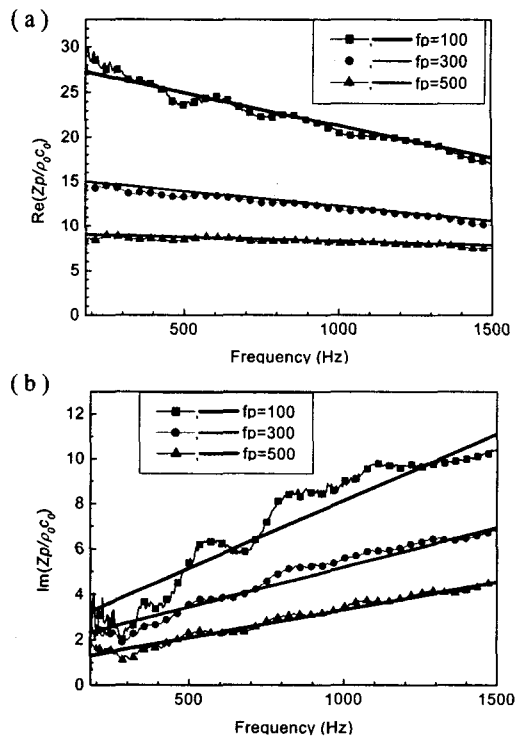


Fig. 4. Comparison of the measured and predicted impedance by the use of a curve fitting model. Symbol and thin line, measured impedance; thick line, predicted impedance for $M=0.058$. (a) Resistance, (b) reactance.

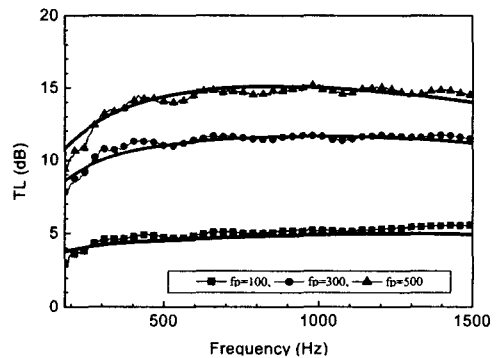


Fig. 5. A comparison of measured and predicted TL calculated from impedance by the use of a curve fitting model. Symbols, measured TL; thick solid lines, predicted TL ($M=0.058$, $2r_i=55$ mm, $L=480$ mm).