

< 논 문 >

## 고속철도 터널출구에서 발생하는 충격성 소음의 저감을 위한 실험적 연구

김희동\* · 瀬戸口俊明\*\*

(1995년 12월 5일 접수)

### Experimental Study on Reduction of Impulsive Noise Generating at Exit of High-Speed Railway Tunnel

Heuy-Dong Kim and Toshiaki Setoguchi

**Key Words :** Compressible Flow(압축성흐름), Compression Wave(압축파), High-Speed Railway Tunnel(고속철도터널), Impulsive Noise(충격성소음), Nonlinear Effect(비선형효과), Passive Control(피동제어), Shock Tube(충격파관), Shock Wave(충격파)

#### Abstract

As a compression wave is emitted from a duct, an impulsive wave generates and causes an impulsive noise that is at present a serious environmental noise pollution. In order to clarify the acoustic characteristics of the noises and to reduce their pressure levels, a series of model experiments were conducted on the impulsive waves emitted from an open end of a shock tube. The impulsive waves with various intensities were obtained by controlling the operation pressure ratio of the shock tube. Various kinds of silencers such as the exit boxes with baffle plates, were applied to the duct exit to reduce the impulsive noises. The effects of geometry of silencers and shock Mach number on the noise reduction were clarified. From the measurements of sound pressure level, it was found that installing the baffle plate into the exit box is effective in lowering the noise level at far fields, and that the recommendable geometries of silencer are  $L/D=1$ ,  $H/D=1$  and  $H/D=0.75$ .

#### 기 호 설 명

$a$  : 음속  
 $b$  : slot 홈의 넓이 혹은 피치  
 $D$  : 관의 동가직경 (equivalent diameter)  
 $H$  : 출구box의 높이  
 $h$  : 배플판의 높이  
 $L$  : 출구 box의 길이

$Me$  : 관 출구에서 압축파의 전파마하수  
 $P$  : 압력  
 $r$  : 반경방향으로의 거리  
 $SPL$  : 음압레벨 (sound pressure level)  
 $t$  : 시간  
 $w$  : 압축파의 폭  
 $x$  : 관 축방향으로의 거리  
 $y$  : x축과 수직방향으로의 거리  
 $Z$  : x-y평면에 대해 수직방향으로의 거리

\*회원, 안동대학교 기계공학과

\*\*佐賀大學 理工學部 機械工學科

$Z_m$  : 마이크로폰(microphone)의 설치높이  
 $\theta$  : x-y평면상에서 x축과 이루는 각도  
 $\gamma$  : 공기의 비열비(specific heat ratio)

#### 첨자

1 : 저압실의 상태  
 2 : 압축과 직후의 상태  
 4 : 고압실의 상태  
 i : 초기값  
 j : 관의 출구상태  
 max : 최대값  
 ref : 기준값

## 1. 서 론

관 출구로부터 압축파(compression wave)나 충격파(shock wave) 등이 방출되는 경우 충격성 소음(impulsive noise)이 발생하는 것으로 잘 알려져 있다. 예를 들면, 최근 자동차용 엔진의 고출력화에 수반하여 배기 머플러내에서 발생하는 배기소음<sup>(1)</sup>이나 대포 및 화기류 등에서 발생하는 충격성 소음,<sup>(2)</sup> 고속열차가 터널에 돌입할 때 반대편 터널 출구에서 발생하는 충격성 소음<sup>(3)</sup> 및 각종 sonic boom 등<sup>(4)</sup>의 소음들의 경우 각각의 음압레벨은 다를 수 있지만, 그들이 갑작스레 발생하여 매우 빠른 속도로 공기중을 전파해 간다는 점에서 서로 유사한 유체역학적 특성을 가진다고 볼 수 있다. 이와 같이 유체흐름의 파동과 관련하여 발생하는 충격성 소음들은 최근 들어 심각한 공해문제로 부상하고 있으며,<sup>(5)</sup> 이들에 대한 공학적인 연구가 시급한 실정에 있다.

일반적으로 파동과 관련해서 발생하는 소음문제들은 주로 정상적 흐름 혹은 정상음파에 대한 음향학적인 이론<sup>(6)</sup>을 통하여 이해할 수 있다. 이에 비해 고속철도 터널출구에서 발생하는 바와 같은 충격성 소음은 비정상적인 흐름에서 발생하는 단일펄스(single pulse) 형태의 소음일뿐 아니라, 건설공사 현장에서 발파작업시나 구조물의 철거작업시 발생하는 소음문제<sup>(7)</sup>와 같이 매우 낮은 주파수 성분들이 지배적으로 나타나므로 비교적 멀리까지 전파하는 특징이 있다. 따라서 주변의 가옥이나 기타 구조물을 심하게 진동시켜 균열을 초래하는 원인이 되고 있으며, 인근 주민들의 생활에도 심각한 정신적인 고통을 주고 있다. 이러한 충격성 소음문제에

대한 연구는 거의 행하여지지 않았으며, 이에 대한 적절한 소음 저감대책은 아직까지 확립되어 있지 않은 실정이다.

종래 충격성 소음들에 관한 연구<sup>(8,9)</sup>는 주로 대기 개방형 충격파관(shock tube)을 이용하여, 격막(diaphragm)의 파괴에 의해 발생하는 압축파 혹은 충격파가 저압실의 출구로부터 방출되는 경우를 대상으로 수행되었다. 이들 연구에서는 관 출구로부터 방출되는 충격성 소음의 감쇠(attenuation) 및 지향성(directivity)을 조사하여, 관 출구로부터 먼 음장(far field)에 있어서 충격성 소음의 감쇠특성은 선형음향이론(linear acoustic theory)의 결과와 거의 일치하며, 고속철도 터널 출구에서 발생하는 충격성 소음문제는 유향이론으로 접근될 수 있다는 것을 보고하였다. 또 관 출구로부터 방출된 충격성 소음에는 관 축방향으로의 지향성이 존재하며, 이러한 지향성은 관 출구에서 형성되는 압축파의 강도가 강할수록 현저해진다는 것을 보고하였다.<sup>(10)</sup> 그러나 압축파의 강도가 더욱 강해지는 경우, 펄스파의 전파에 따른 비선형효과가 나타날 수 있으므로, 이에 대한 보다 체계적인 연구가 필요하다.

한편 고속철도 터널출구에서 발생하는 충격성 소음에 관한 종래의 연구결과에 의하면, 충격성 소음의 강도는 터널내에서 형성되는 압축파에 강하게 의존한다고 보고되어 있다. 따라서 종래 충격성 소음의 저감대책들은 주로 터널내를 전파하는 압축파의 강도나 파면의 압력구배를 제어하는 방향으로 진행되어 왔다.<sup>(11)</sup> 최근 김희동<sup>(12)</sup>에 의해 소개된 바와 같이 충격성 소음의 저감대책으로 많은 방법들이 고려될 수 있다. 현재까지 몇 가지 저감법들에 대하여 실험적 혹은 수치계산적 연구가 수행되었다. 문헌<sup>(13,14)</sup>에서는 터널입구에 후드를 설치하여 터널내에 형성되는 압축파를 조절하였다. 그러나 터널출구에서 발생하는 충격성 소음의 저감효과는 그다지 크지 않았다. 또 문헌<sup>(15,16)</sup>에서는 터널내부에 지갱 혹은 분기갱(branch tunnel) 또는 기타 장치들을 이용하여 터널내를 전파하는 압축파의 제어를 시도하였으나 충격성 소음의 저감효과는 기대한 만큼 크지 않았으며, 열차의 고속화를 위해서는 보다 효과적인 저감법이 요구된다. 따라서 종래와는 다른 새로운 저감법의 개발이나 또는 종래에 적용되어 온 여러 저감법을 적절하게 조합시키는 방법이 검토될 필요가 있다. 본 저자들은 고속철도 터널에서 발생하는 충격성 소음에 대하여 여러 형태의 소

음대책을 시험하여 왔다. 본 연구에서는 내연기관 의 배기머플러에서 발생하는 소음문제에 착안하여, 소음기의 일종인 급확대관(sudden enlargement) 혹은 출구상자(exit box), 다공질벽(porous wall) 등을 모델터널의 출구에 적용하였다. 이러한 저감 방법들은 소음의 주파수나 파장과 매우 밀접하게 관련되므로, 열차의 속도가 비교적 느린 종래에는 전혀 시도되지 않았다. 그러나 최근 열차의 고속화로 인하여 터널출구에서의 저감법이 새롭게 검토될 필요가 있으며, 또 과거에 수행된 터널입구 및 내부의 저감대책만으로는 충분한 저감효과를 얻지 못하고 있는 실정이므로 이에 대한 연구는 실제적으로 매우 중요하다.

본 연구에서는 저압실의 한쪽 끝이 대기에 개방되어 있는 충격파관(대기 개방형)을 이용하여 충격성 소음저감을 위한 실험을 수행하였다. 관 출구로부터 방출되는 충격성 소음을 저감시키기 위하여 여러 형태의 소음기를 관 출구에 설치하였다. 따라서 대부분의 실험은 소음기가 충격성 소음에 미치는 영향을 조사하는데 활용되었다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 충격파관 및 측정

본 실험에서는 먼저 고속철도 출구에서 발생하는 충격성 소음을 측정하기 위하여 간단한 터널 모형 장치를 제작하였다. 모형터널은 실제 터널과 상사 조건<sup>(17)</sup>을 고려하여 Fig. 1에 개략적으로 나타낸 바와 같이 저압실이 대기에 개방되어 있는 대기 개방형 충격파관을 이용하였다. 고압실과 저압실의 길이는 각각 1.32m와 2.13m이며, 이들은 모두 1번의 길이가 60mm인 정사각형 단면(등가직경 D=60 mm)으로 되어 있다. 저압실의 관 출구로부터 하

류에는 지면효과를 모사하기 위하여 하벽을 설치하였다.

실험은 충격파관의 고압실에 대기압보다 약간 높은 압력의 건조공기를 충전시켜 고압실과 저압실 사이에 위치하는 격막을 파괴하게 되면, 고압실의 공기가 저압실로 급속히 유입하게 되어 저압실 입구에서 압축파가 형성된다. 따라서 이 압축파는 고속터널의 입구에서 열차에 의해 형성되는 압축파의 역할을 하게 된다. 한편 저압실 입구에서 형성된 압축파는 저압실내를 오른쪽으로 전파한다. 본 실험에서는 관 출구에서 전파파마하수가 1.01에서 1.07 사이인 비교적 약한 압축파를 발생시켰다. 이와 같은 압축파를 얻기 위해서 고압실( $p_4$ )과 저압실( $p_1$ )의 초기압력비( $p_4/p_1$ )를 1.07에서 1.62 정도로 설정하였으며, 충격파관의 격막은 두께 0.03mm의 셀로판막을 이용하였다. 참고로 충격파관의 초기압력비와 충격파의 전파마하수는 다음의 식을 사용하여 구하였다.

$$\frac{p_4}{p_1} = \frac{2\gamma_1 M_s^2 - (\gamma_1 - 1)}{\gamma_1 + 1} \left\{ 1 - \frac{\gamma_4 - 1}{\gamma_1 + 1} \frac{a_1}{a_4} \left( M_s - \frac{1}{M_s} \right) \right\}^{-\frac{2\gamma_1}{\gamma_1 - 1}} \quad (1)$$

한편 그림의 측정점 1과 2는 PCB압력변환기(PCB 112A21)에 의한 압력측정용 정압공을 나타내며, 관 출구로부터 임의의 위치에서 충격성 소음으로 인한 음압레벨의 측정은 충격성 소음계(RION XN-R)를 이용하였다. 압력센서 및 소음계로부터 전기적인 출력은 직류증폭기를 거쳐 파형기록 장치에 보존한다. 본 연구에서 사용된 좌표는 Fig. 1에 예시된 바와 같이 관 출구단면을 원점으로 하는 관축방향의 거리를 x축, 관 축방향과 수직이고 x축과 수평면을 이루는 y축 그리고 x-y평면에 수직인 축을 z로 취하였다. 충격성 소음의 평가를 위한 압력측정은 x-y평면상에서 관 출구단면을 원점으로 하는 반경거리  $r=100\text{mm} \sim 900\text{mm}$  사이의 x-y평면에서, 또 관 축방향과 이루는 각도  $\theta=0^\circ \sim 90^\circ$  사이의 영역에 대해서 지면으로부터 30 mm(=Zm) 떨어진 면에서 수행하였다.

### 2.2 충격성 소음의 저감실험

앞절에서 기술한 대기 개방형 충격파관을 이용하여 관내를 전파하는 압축파의 특성에 관한 기본적인 실험을 수행한 후, 관 출구로부터 방출되는 충격성 소음을 저감시키기 위하여, Fig. 2(a)에 나타

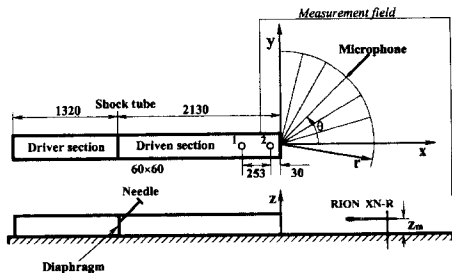


Fig. 1 Schematic diagram of experimental facility and measurement system

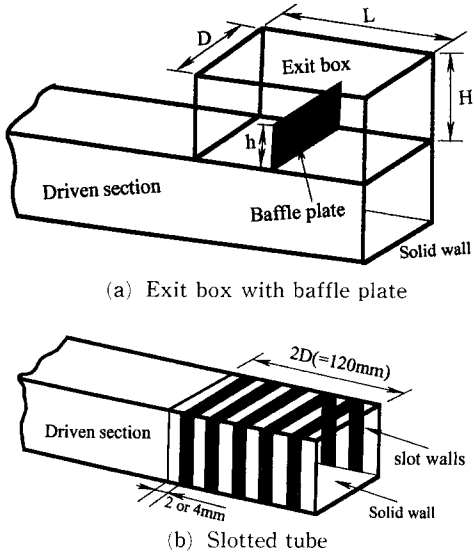


Fig. 2 Schematic view of silencers

낸 바와 같이 충격파관의 저압실의 관 출구에 높이 H, 길이 L인 일종의 소음기(이하부터 출구상자라 한다)를 설치하였다. 또 출구상자내에는 높이 h의 격판(baffle plate)을 설치하였으며, 경우에 따라서는 격판의 형태 및 크기를 변화시켜 실험을 수행하였다. 본 연구에서는 출구상자의 폭을 D로 정하여, 길이 L를  $0 \leq L/D \leq 2$ 의 범위, 높이 H를  $0 \leq H/D \leq 1.5$ 의 범위, 격판(두께 3mm)의 높이 h는  $0 \leq h/D \leq 1$ 의 범위에서 변화시켰다. 소음기에 대해서는 현재까지 여러 형태와 다양한 크기들이 제안되어 있지만, 본 연구에서는 실제 고속철도 터널출구에서 발생하는 충격성 소음에 대하여 경제적인 관점으로부터 출구상자의 크기를 채택하였다.

한편 터널 출구부분에 다공질벽(porous wall)의 일종인 슬롯벽을 적용하여, 압축파가 다공질벽 부분을 통과하는 경우, 난류손실에 의해 출구에서 압축파를 감쇠시킴으로써 방출되는 충격성 소음을 저감시키는 방법을 채택하였다. 슬롯벽은 Fig. 2(b)에 나타난 바와 같이 충격파관의 출구부분에 길이 120mm에 걸쳐 관의 양측벽과 상벽에 설치하였다. 다공질벽은 slot의 폭이 2mm 혹은 4mm인 홈(피치 2mm 혹은 4mm)으로 구성되었으며, 실험에서는 기공률(porosity) 및 압축파의 전파마하수 등을 변화시켰다. 슬롯벽의 기공률은 슬롯홈의 총면적/관의 표면적으로 정의하여, 그 값을 0.07에서 0.5의 범위에서 변화시켰다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 펄스파형

관 출구로부터 방출되는 충격성 소음의 감쇠특성을 음향학적으로 고찰하기 위하여, 관 출구로부터 원거리에서 음압레벨을 측정하였다. 이들을 평가하기 위해서는 먼저 관 출구에서 형성되는 압축파를 조사할 필요가 있다.

전파하는 압축파의 마하수 Me가 1.03인 경우에 대하여, 앞의 Fig. 1에서 나타난 압력측정 위치 1에서 측정된 압력변화를 Fig. 3에 나타내었다. 여기에서 압축파의 전파마하수 Me는 측정점 1과 2 사이의 평균값으로 압축파 전후의 압력비를 사용하여 다음 식<sup>(18)</sup>으로 계산하였다.

$$M_s^2 = \frac{(\gamma + 1) \frac{P_2}{P_1} + (\gamma - 1)}{2\gamma} \quad (2)$$

그림에서 횡축은 압축파의 파두(head of wave)가 압력계 1에 도달해서부터 경과한 시간 t(ms)를, 종축은 압축파의 압력 P를 충격파관의 저압실의 압력 즉 대기압 P1으로 무차원한 값을 나타내었다. 그림으로부터 압력은 압축파의 통과에 의해 급격히 상승하여 거의 일정값으로 되지만, 관 출구로부터 반사해 오는 팽창파(rarefaction wave)에 의해 급격히 감소하는 것을 관찰할 수 있다. 이와 같이 관내를 전파하는 압축파가 관 출구로부터 방출하게 되면, 펄스파인 충격성 소음으로 변하여 공간으로 전파하게 된다.

Fig. 4에는 소음기를 적용하지 않은 경우, 저압

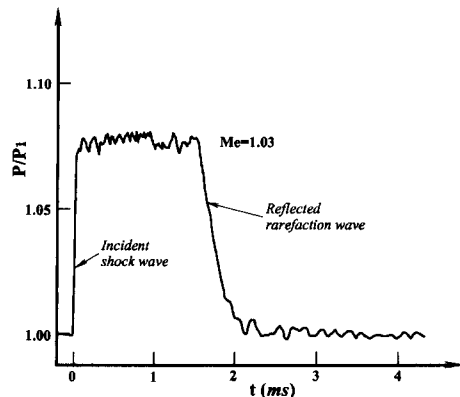


Fig. 3 Compression wave at measuring position 1

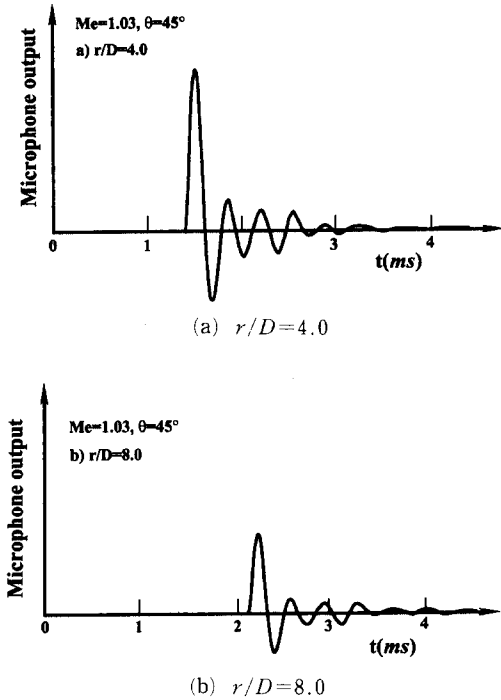


Fig. 4 Propagating impulsive waves without silencers

실의 관 출구로부터 방출한  $Me=1.03$ 의 압축파가 관 축방향과 이루는 각도  $\theta=45^\circ$ 에서 소음계로 측정된 마이크로폰의 출력을 거리  $r/D=4$ 와  $r/D=8$ (여기에서  $D$ 는 관의 등가직경)의 경우에 대하여 나타내었다. 그림의 횡축은 압축파의 파도가 압력계 1에 도달해서부터 경과한 시간을 나타내었다. 그림으로부터 펄스형태의 충격성 소음은  $r/D$ 가 크게 되면 감소한다는 것을 알 수 있다. 그림에서 펄스파형이 진동하는 형태로 나타나는 것은 펄스파가 소음계에 도달한 후, 반사(reflection) 및 회절(diffraction)을 반복하기 때문이다. 본 실험의 충격성 소음계로 임의의 위치  $r$ 에서 측정된 피크압력으로부터 충격성 소음의 음압레벨을 다음과 같이 데시벨(dB) 값으로 환산할 수 있다.

$$SPL_r = 20 \log_{10} \left( \frac{p_m - P_a}{p_b} \right) \quad (3)$$

여기에서  $p_m$ 은 측정점  $r$ 에서의 피크 압력(절대 압력)이며,  $p_a$ 은 대기압,  $p_b$ 는 음향기준압력  $2 \times 10^{-5} \text{Pa}$ 을 나타낸다.

Fig. 5에는 모델 터널의 출구에 출구상자(exit box) 및 격판(baffle plate)을 설치한 경우, 관측

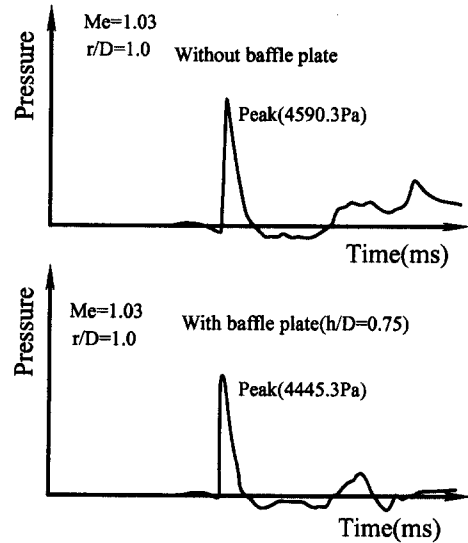


Fig. 5 Impulsive waves with and without a baffle plate in the exit box

방향( $\theta=0^\circ$ )으로  $r/D=1.0$ 에서 측정한 펄스 파형을 Fig. 4와 같은 좌표를 사용하여 나타내었다. 그림으로부터 출구상자를 설치하는 경우, 관 출구로부터 방출되는 펄스파형(피크압력 4590.3Pa)은 Fig. 4와 다소 다르다는 것을 관찰할 수 있다. 즉 출구상자의 유무에 따라 펄스파의 피크압력 후에 주기적인 진동형태의 파형은 달라질 뿐만 아니라, 후술하는 바와 같이 펄스파의 피크값에서도 차이가 발생한다. 이것은 출구상자를 설치하는 경우, 관 출구로부터 방출되기 직전의 압축파형이 달라지게 되기 때문이라고 생각된다. 한편 출구상자내에 격판을 부가적으로 설치( $h/D=0.75$ )하는 경우에는 펄스파의 피크 압력은 4445.3Pa으로 다소 감소하며, 펄스 후의 파형에도 변화가 관찰된다. 따라서 출구상자의 효과를 정량적으로 평가하기 위해서는 출구상자내의 상세한 압력측정과 수치계산에 의한 시뮬레이션 등, 출구상자 주변의 흐름구조를 상세하게 조사할 필요가 있다.

한편 Fig. 6에는 슬롯벽(slotted wall)(홈 2mm, 피치 2mm)을 적용한 경우, 기공률을 0.5로 하여  $r/D=3.5$ 와  $7.5(\theta=45^\circ)$ 인 지점에서 측정한 펄스 파형을 나타내었다. 그림으로부터 슬롯벽을 적용한 경우와 적용하지 않은 경우의 펄스파형에 대하여, 피크압력은 같지만 펄스후의 압력진동은 슬롯벽을 설치한 경우가 상대적으로 약하다. 이러한 피크압력값에 의하면 충격성 소음의 저감에는 슬롯벽의

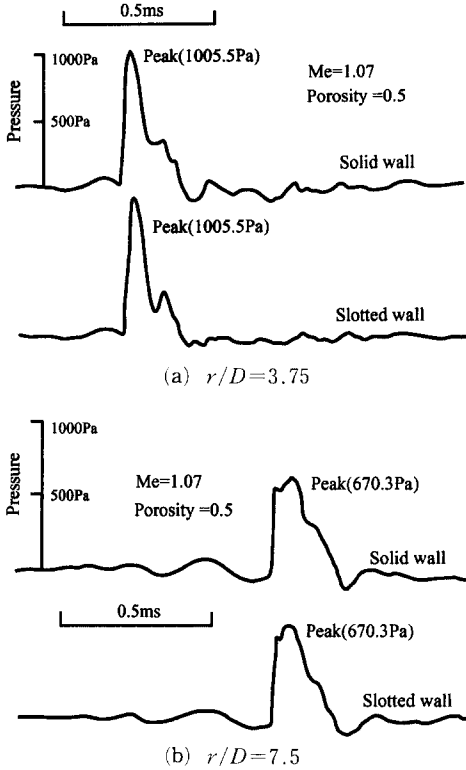


Fig. 6 Effect of wall condition on the impulsive wave

효과가 거의 없다. 이것은 압축파가 슬롯벽을 따라 전파하는 경우, 압축파의 감쇠 및 파면의 압력구배가 거의 변화하지 않는 때문이며, 이에 관한 연구는 현재까지 전혀 수행되지 않았다. 따라서 격판내부의 공동의 체적 및 격판의 길이, 격판의 기공률 등이 충격성소음에 미치는 영향에 관한 체계적인 연구가 필요하다. 저자들은 이러한 목적으로 현재 실험 및 수치계산을 수행중이다.

3.2 충격성 소음의 저감효과

앞에서 기술한 바와 같이 충격파관 저압실의 관 출구에 출구상자(격판)를 설치한 경우에 대하여 충격성 소음의 저감효과를 시험하였다. Fig. 7에는 출구상자의 높이를  $H=D$ 로 고정한 경우에 대하여, 소음저감에 미치는  $h$ (격판의 높이)와  $L$ (출구상자의 길이)의 영향을 나타내었다. 그림으로부터 종축의  $\Delta'SPL$ 은 측정점  $r/D=15, \theta=45^\circ$ 에 대한 것이며, 출구상자가 없는 경우와 있는 경우의 음압 레벨의 차를 나타낸다. 그림에서 격판이 없는 경우 ( $h/H=0$ ), 즉 출구상자만을 적용한 경우의 저감효

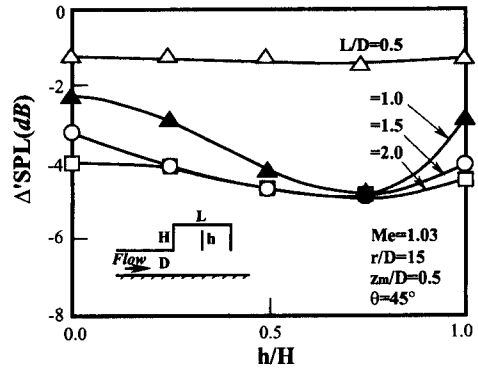


Fig. 7 Effects of exit box on impulsive noise reduction

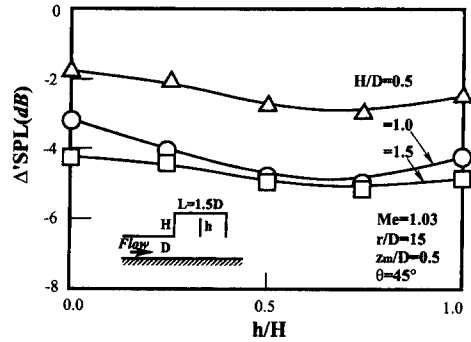


Fig. 8 Effects of exit box configuration on the impulsive noise reduction

과는  $L/D$ 가 증대할수록 커지게됨을 알 수 있다. 출구상자내에 격판을 부가적으로 삽입하게 되면 ( $h/H \neq 0$ ), 충격성 소음에 대한 저감효과는 증대하여  $h/H=0.75$ 에서 최대의 효과를 나타내게 된다. 본 실험값에 의하면 충격성 소음을 효과적으로 저감시킬 수 있는  $h/H(=0.75)$ 의 값은  $L/D$ 의 값에 의존하지 않는 것으로 나타난다. 따라서 이들 결과를 실제 터널 출구에 적용하려는 경우, 출구상자의 크기는 제작비나 건설비의 관점으로부터 작은 것이 바람직하며, 그림으로부터  $L/D=1$ 인 경우  $h/H=0.75$ 인 격판을 출구상자내에 삽입하는 것이 효과적이라는 것을 알 수 있다. 그러나 출구상자의 길이가 매우 작은 경우(예를 들면  $L/D=0.5$ 의 경우)에는 격판을 삽입하여도 감음효과는 뚜렷하게 나타나지 않는다.

Fig. 8에는 Fig. 7과 같은 실험조건으로 출구상자의 높이  $H$ 를 변화시킨 경우의 감음효과를 나타내었다. 종축상의 실험값에 의하면 격판을 삽입하지

않은 경우 감음효과는 출구상자의 높이 H에 따라 약간 증대된다. 그러나 격판을 삽입한 경우에는  $h/H=0.75$ 에서 최대의 감음효과가 나타나며, 출구상자의 높이 H가 관의 직경 D보다 커지게 되면 그다지 큰 감음효과는 얻어지지 않는다는 것을 관찰할 수 있다. 이상의 실험값으로부터 감음효과를 최대로 하는 출구상자의 형상은 높이와 길이가 모두 관의 등가직경과 거의 같고,  $h/H=0.75$ 의 격판을 삽입하면 효과적이라는 것을 알 수 있다.

Fig. 9에는 출구상자의 형상이 충격성 소음에 미치는 영향을 나타내었다. 그림은 출구상자의 체적을  $D^3$ 로 고정하여 형상을 여러 종류로 변화시킨 경우를 나타낸다. 이들 그림으로부터 충격성 소음

의 저감효과는 약  $-2.1\text{dB} \leq \Delta'SPL \leq -3.1\text{dB}$ 이며, 상대적인 음압레벨의 값  $\Delta'SPL$ 은 출구상자의 형상에 그다지 영향을 받지 않는다. Fig. 10에는 Fig. 8~9의 실험결과로부터 충격성 소음의 감음효과가 가장 큰 경우에 대하여 출구상자내에 삽입한 격판 형상이 저감효과에 미치게 되는 영향을 나타내었다. 그림 (a), (d), (f)로부터 격판은 상자의 중앙에 설치하는 경우가 가장 효과적이며, 그림 (b), (c), (e)에 나타내는 바와 같이 격판을 2장, 혹은 세 장으로 한 경우, 소음의 저음효과는 크게 개선되지 않는다는 것을 관찰할 수 있다. 또 그림 (h), (i), (j), (k)에 나타낸 바와 같이 격판을 경사지게 설치한 경우에 대한 감음효과는 그림 (j)에

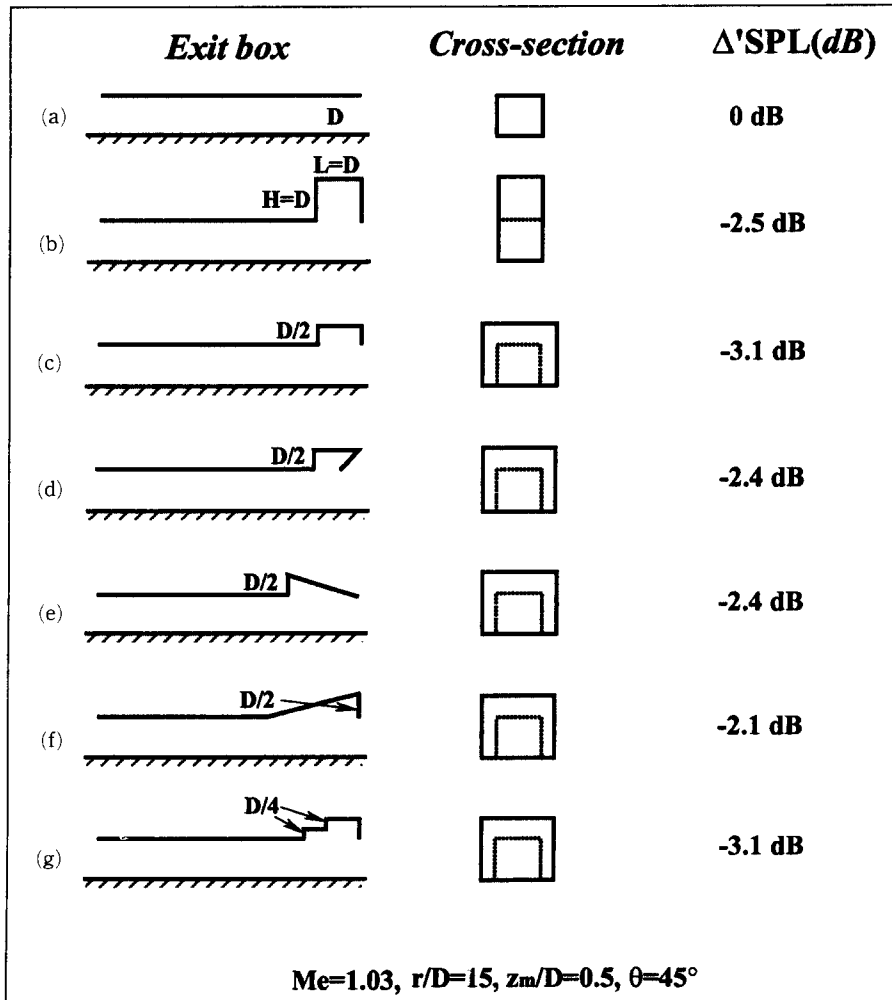


Fig. 9 Impulsive noise reduction by the exit box without baffle plates

서 약 -4.3dB로 가장 크게 나타난다. 한편 그림 (l), (m), (n)에서는 한장의 격판( $h/H=0.75$ )을 나누어 설치한 경우를 나타낸다. 최대 감음효과는 그림 (l)의 약 -4.1dB 정도로 그림 (a)에 비해 저감효과는 향상되지 않는다. 이상의 결과로부터 격판의 설치위치는 출구상자의 형상에 따라 최적위치가 존재하며, 실험한 모든 경우에 대하여 최대 감음효과는 -5.0dB 이하로 그다지 크지 않다는 것을 알 수 있다.

한편 본 연구에서는 출구상자의 설치위치가 소음의 저감효과에 미치는 영향을 조사하였다. 그 결과

출구상자내에 격판을 설치하여, 그 위치를 관출구로부터 상류방향으로 2D인 지점에 위치시키는 경우, 약 4.3dB의 감음효과를 얻을 수 있었다. 그러나 이러한 실험결과는 실제적으로 터널출구에 적용하려고 하는 경우 건설비 등의 문제가 있을 수 있으므로, 본 실험에서는 관출구로부터 2D 이상의 위치는 고려하지 않았다.

Fig. 11에는  $H=D, L=D, h/D=0.75$ 인 경우에 대하여 소음의 저감효과와  $Me$ 와의 관계를 세 종류의  $r/D$ 에 대해서 나타내었다. 그림 중에는 비교를 위하여 출구상자만을 설치한 경우를 ○, □, △로

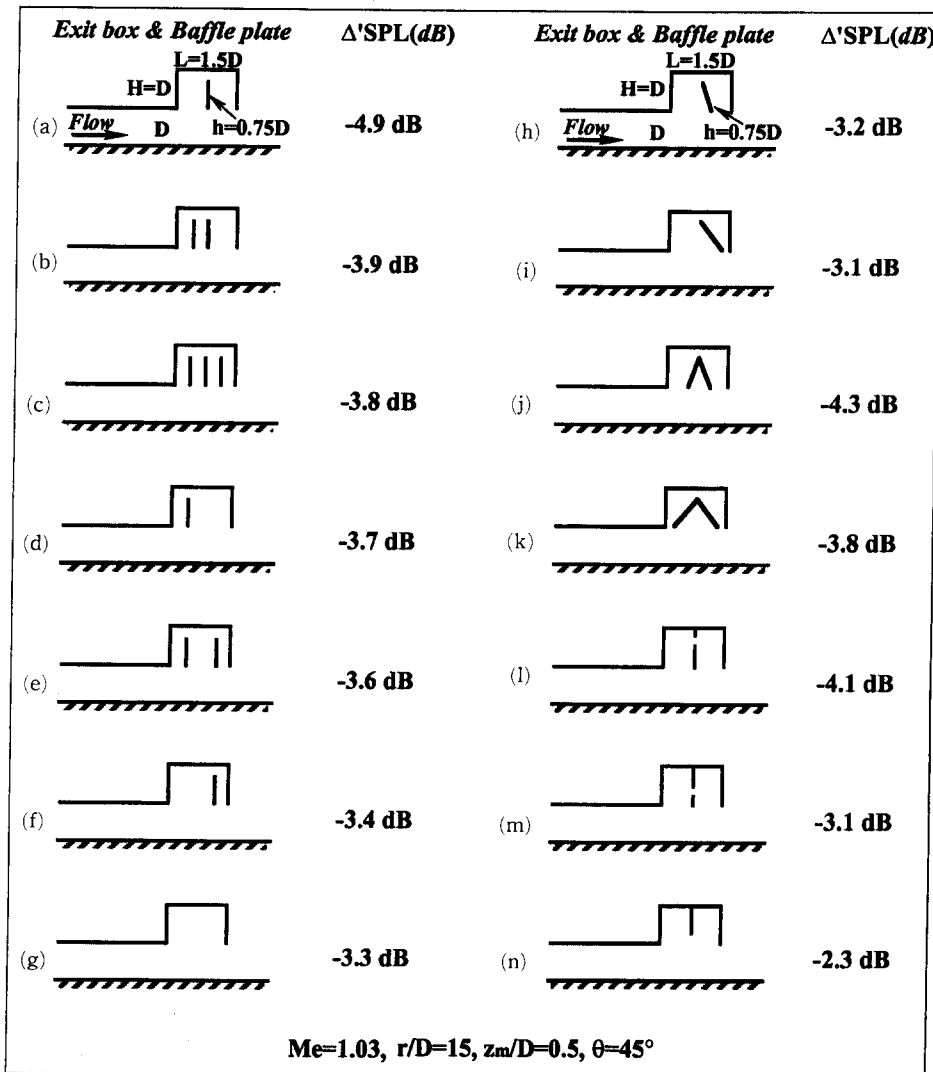


Fig. 10 Effect of baffle plates on impulsive noise reductions



나타내었으며, 출구상자내에 격판을 삽입한 경우를 ○, ●, ■, ▲로 나타내었다. 그림으로부터 △' SPL은 Me와 r/D 값의 증가에 따라 감소하여 소음의 저감효과가 증대하게 되지만, r/D에 대해서는 r/D가 어느 정도 커지게 되면 △' SPL는 그다지 변화하지 않는다는 것을 알 수 있다. 본 실험에서는 Me=1.006에 대해서 구체적으로 r/D>7.5인 경우 약 -6.1dB의 감음효과가 있는 것으로 나타났다.

문헌(18)에서는 화기류에 대하여 본 연구에서 시도한 방법과 유사한 출구상자 형태의 소음기를 연구하여 여러 형태의 소음기를 제안한 바 있다. 그러나 이 연구에서는 출구상자를 적용한 경우와 적용하지 않은 경우에 대하여, 충격성 소음의 측정 위치가 서로 달라 소음기의 효과에 대한 평가는 몇가지 문제점을 내포하고 있었다. 더욱이 충격파의 마하수는 본 연구보다 상당히 크므로, 실제 고속철도 터널에서 발생하는 충격성 소음에 대해서는 직접적으로 이용될 수 없었다. 따라서 본 연구의 Me=1.006에 대한 실험결과는 실제 고속철도 터널에서 발생하는 충격성 소음과 정성적으로 매우 유사하며, 본 실험결과는 직접적으로 응용될 수 있다. 그러나 본 실험값에 의하면, 터널출구에서 격판을 가지는 출구상자만으로는 그다지 큰 감음효과를 기대하기 어렵다는 것을 알 수 있다.

Fig. 12에는 Fig. 1에서 나타낸 위치 2(구체적으로 관 출구로부터 30mm 떨어진 상류의 위치)에서 측정된 관 출구부근의 압력파형을 나타내었다. 참

고로  $\theta=45^\circ$ ,  $r/D=15$ 의 위치에서 마이크로폰으로 측정된 상대적 감음량을 그림의 위쪽에 함께 표시하였다. 관 출구에 아무런 저감대책도 적용하지 않은 경우 a)를 기준으로, 출구상자내에 격판을 삽입한 경우 c)는 압축파면의 압력구배와 압축파의 과잉압은 a)에 비해 상당히 낮다. 이때 얻어지는 감음효과는 약 -6.1dB로 나타났다. 또 그림 중의 d)의 경우는 실제 고속철도 터널에 설치하는 것은 문제가 있으나, 비교적 큰 감음효과 -10.5dB가 관찰되며, 내연기관 엔진의 배기머플러에 적용될 수 있다.

한편 Fig. 13에는 충격파관의 출구에 2mm의 슬

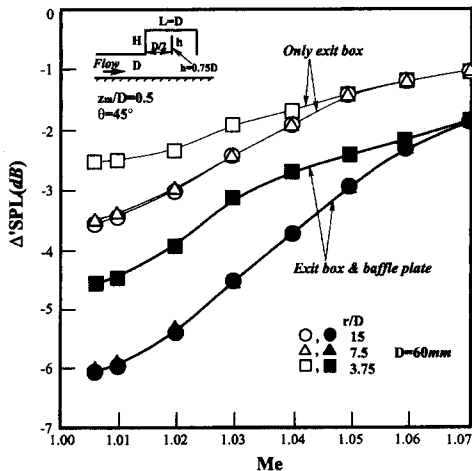


Fig. 11 Impulsive noise reductions with distance

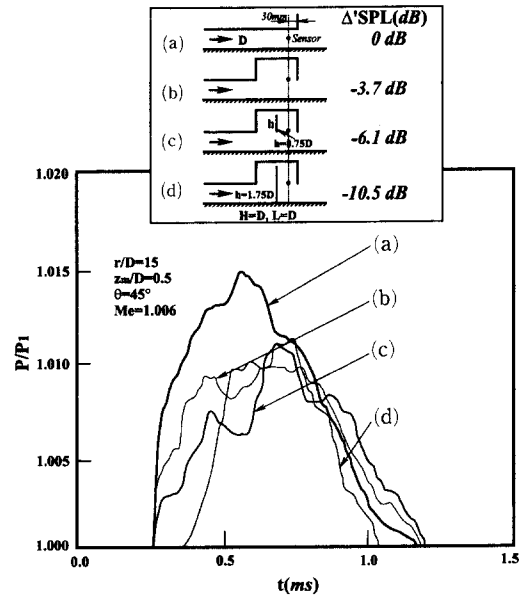


Fig. 12 Compression waves at measuring position 2

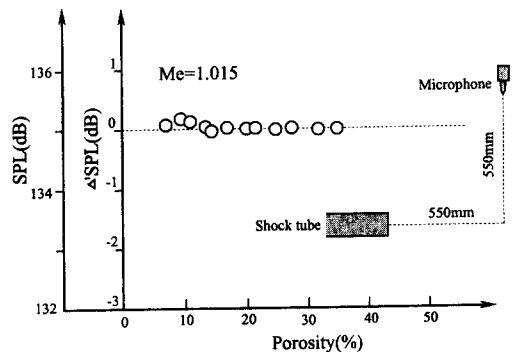


Fig. 13 Effects of porous wall on impulsive noise reduction

롯함을 가지는 다공질벽을 적용하여, 그 기공률을 변화시킨 경우의 감음효과를 나타내었다. 그림의 종축은 다공질벽이 없는 경우에 대한 상대적인 음압레벨을 나타내며, 횡축은 기공률을 나타낸다. 또 그림중에 나타낸 바와 같이 소음계의 위치는 관출구로부터 충분히 떨어진 위치로, x축에 수직한 방향으로 설치하였다. 그림으로부터 충격성 소음에 미치는 다공질벽의 효과는 거의 관찰되지 않는다. 이것은 본 실험에서 적용된 충격파의 파장이 짧기 때문에 충격파의 파면이 다공질벽에 의하여 감쇠를 받게되는 상대적인 시간이 짧기 때문이라고 생각된다.

#### 4. 결 론

고속철도 터널입구에서 열차에 의해 형성된 압축파는 터널내를 전파하여, 터널의 출구로부터 충격성 소음으로 되어 주위로 방출된다. 이러한 충격성 소음의 저감대책을 수립하기 위하여, 터널의 모형 실험장치인 충격파관을 이용하여 실험을 수행하였다. 실험에서는 강도가 다른 여러 종류의 압축파를 형성시켜, 관 출구로부터 압축파가 방출되는 경우에 발생하는 충격성 소음을 측정하였으며, 충격성 소음을 저감시키기 위하여 출구상자, 격판 등을 설치하여 감음효과를 측정하였다. 그 결과 충격성 소음의 저감대책으로 관출구에 상자를 설치하고, 그 내부에 격판을 삽입하면 효과적이라는 것을 알았다. 효과적인 출구상자의 형상은 높이와 길이가 모두 관의 등가직경과 같은 정도이며, 높이가 0.75D 정도인 격판을 출구상자의 중앙에 설치하면 더욱 유리하다는 것을 알았다. 더욱이 최대의 감음효과를 나타내는 출구상자와 격판에 대하여, 충격성 소음의 감음량은 마하수가 작을수록 크게 되지만, 마하수가 1.006인 경우의 최대감음량은 약 -6.0dB 정도로 그다지 크지 않았다.

따라서 관 출구에서 발생하는 충격성 소음을 저감시키는 방법으로서, 관 출구에 피동적 장치를 설치하는 것 이외에 다른 방법들이 강구되어야 하며, 이를 위해서는 더욱 체계적인 연구가 필요하다.

#### 참고문헌

(1) Sekine, N., Matsumura, S., Takayama, K., Onodera, O. and Itoh, K., 1988, "Initiation and

- Propagation of Shock Waves in the Exhaust Pipe of an Internal Combustion Engine," *Transactions of JSME*, Vol. 54, No. 498 (In Japanese).
- (2) Klingenberg, G. and Heimerl, J. M., 1992, "Gun Muzzle Blast and Flash," *Progress in Astronautics and Aeronautics*, AIAA Educational Series.
- (3) 小澤智, 森藤達夫, 前田達夫, 木下眞夫 1976, "トンネル出口微氣壓波の實態," 日本鐵道技術研究報告, No. 1023.
- (4) Glass, I. I., 1974, "Shock Wave and Man," The University of Toronto Press, Toronto.
- (5) 金義東, 1994, "고속鐵道 터널에서 發生하는 流體力學的 波動現象," 大韓機械學會 學會誌, 第34卷10號.
- (6) Blake, W. K., 1986, "Mechanics of Flow-Induced Sound and Vibration, Vol. 1, General Concepts and Elementary Sources," Academic Press.
- (7) Zako, K. and Hirono, S., 1993, "Noise and Low Frequency Sounds Generation During Blasting, Present Practices and Research Needs," *Symp. on Shock Waves in Japan '93.*, pp. 269~272.
- (8) Dayman, B. and Vardy, A. E., 1979, "Alleviation of Tunnel Entry Pressure Transients (Report 1); Experimental Program," *Proc. 3rd International Symp. on the Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels*, pp. 343~362.
- (9) Barrows, T. M., 1977, "Wave Reflections from Slotted Tunnel Portals," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 50, No. 4, pp. 571~585.
- (10) 金義東, 李鍾洙, 申鉉昇, 1995, "고속鐵道 터널 出口에서 發生하는 衝擊性 소음에 대한 모델 實驗," 安東大學校 論文集, 第18卷.
- (11) 金義東, 松尾一泰, 1994, "고속鐵道 터널에서 發生하는 波動現象에 關한 衝擊波管의 研究 (1) (壓縮波의 特性에 對하여)," 大韓機械學會論文集, 第18卷 10號.
- (12) 金義東, 1996, "고속鐵道の 空氣力學 I ~ V," 大韓機械學會 學會誌 第36卷 第1號, 第3號, 第5號, 第7號, 第9號.
- (13) 小澤智, 內田俊孝, 前田達夫, 1977, "入口緩衝工による備後トンネル微氣壓波の低減," 日本鐵道技術研究所報告書, No. 1054.

물리적 현상들이 동시에 연소유동장에 영향을 미치게 되어 각 물리적 과정의 영향을 분석하는데 어려움이 있으며 측정할 수 있는 자세한 실험데이터가 부족하기 때문에 각각의 물리현상의 특성을 나타낼 수 있는 보다 간단한 실험결과들을 이용하여 각 물리모델들의 검증 및 개발이 이루어지는 것이 바람직하다. 가스터빈 연소기 내부유동을 구성하는 기본적인 유동형태는 크게 밀폐관내의 돌연확대를 가지는 동축제트, 선회유동, 그리고 희석공기 유입구(dilution hole)를 통해 주유동장에 수직으로 유입되는 제트유동 등으로 분류할 수 있다. 본 연구는 실제적인 가스터빈 연소기 내부유동을 수치해석하기 위한 예비적 단계로 큰 지름비를 가지는 동축제트의 등온 및 연소 유동장에 대한 실험결과<sup>(6)</sup>를 이용하여 난류분무연소의 중요 물리모델들의 기본이 되는  $k-\epsilon$  난류모델<sup>(6)</sup>과 수정된 eddy-breakup 난류연소모델<sup>(7)</sup>의 예측능력을 단계적으로 검증하는 데 목적을 두고 있다.

큰 지름비를 가지는 동축제트 확산화염 연소기의 기하학적 형상은 Fig. 1에 간략히 나타나 있다. 화염안정기(flame holder)와 연료유입구의 지름비가 29배로 중심에 위치한 좁은 연료유입구와 공기유입부와의 간격이 매우 크므로 연료와 공기의 유량비에 따라 서로 다른 유동 구조를 가지게 되며 이는 연소기내의 반응물의 난류혼합과 연소특성을 좌우하게 된다. 연료유량에 비해 공기의 유량이 어느 정도 이상인 경우 bluff-body 후면에서 공기의 재순환영역이 형성되며, 이때 중심축상에 공기에 의한 후방정체점과 중심축을 따라 재순환되는 공기와 연료제트가 대향류(opposed jet) 형태로 만나면서 이루는 전방정체점이 생긴다. 연료와 공기의 유량비에 따른 이 두 정체점의 변화는 각 유동구조를 나타내는 기준이 될 수 있다. 본 연구에서는 우선 등온유동의 경우로서 공기의 유량이 고정되고 CO<sub>2</sub>의 유량이 변하는 경우와, 또 이와 반대로 CO<sub>2</sub>의

유량이 고정되고 공기의 유량이 변하는 경우에 대해 수치해석결과를 실험에서 나타난 세 가지 유동구조를 바탕으로 정성적과 정량적으로 실험결과와 비교하였다. 그리고 프로판 가스를 연료로 사용한 연소유동 중에서 연료의 유량이 가장 적고 따라서 화염이 가장 안정한 경우를 수치해석하고 실험결과와의 비교를 통해 본 연구에서 사용한 난류모델과 연소모델의 예측능력에 대해 고찰하였다.

## 2. 이론해석

### 2.1 지배방정식

질량, 운동량, 내부에너지와 화학요소의 질량분율을 비롯한 스칼라에 대해 Favre 평균한 보존방정식은 다음과 같이 나타난다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_i' u_j'}) \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \phi) = -\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \overline{u_i' \phi'}) \quad (3)$$

여기서,  $\rho$ 는 혼합기의 밀도이고,  $u_i$ 와  $u_i'$ 는 순간속도의 평균속도성분과 난류교란속도성분이고,  $\phi$ 와  $\phi'$ 는 순간적인 스칼라량의 평균성분과 난류교란성분이며,  $p$ 는 압력이다. 미지의 난류 correlation  $\overline{u_i' u_j'}$ 와  $\overline{u_i' \phi'}$ 는 난류모델에 의해 결정된다.

### 2.2 난류 모델

$k-\epsilon$  모델<sup>(6)</sup>에서 난류플럭스  $\overline{u_i' u_j'}$ 와  $\overline{u_i' \phi'}$ 는 등방성 와점성계수 가정(isotropic eddy viscosity hypothesis)과 난류 Prantl수와 Schmidt수가 일정하다는 가정을 통해 다음과 같이 나타난다.

$$\begin{aligned} \overline{\rho u_i' u_j'} &= -\mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \\ &\quad + \frac{2}{3} \delta_{ij} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \\ \overline{\rho u_i' \phi'} &= -\frac{\mu_t}{\sigma_t} \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) \end{aligned} \quad (4)$$

여기서, 와점성계수( $\mu_t$ )는 난류 특성길이 척도( $k^{3/2}/\epsilon$ )와 난류 특성속도 척도( $k^{1/2}$ )에 의하여 다음 식으로 표현된다.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5)$$

여기서, 난류 운동에너지( $k$ )와 난류운동에너지

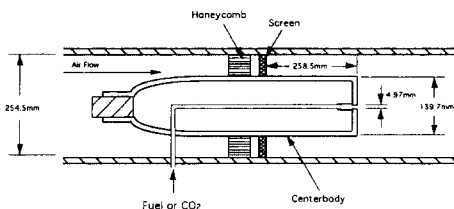


Fig. 1 Configuration of axisymmetric, bluff-body research combustor

Table 1 constants of  $k$ - $\epsilon$  turbulence model

$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	$C_{\mu}$	$\sigma_k$	$\sigma_{\epsilon}$	$\sigma_t$
1.45	1.92	0.09	1.0	1.3	0.9

소산율( $\epsilon$ )은 다음과 같은 난류 수송방정식으로부터 구해진다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} + G - \rho \epsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\epsilon}} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} + \frac{\epsilon}{k} (C_1 G - C_2 \rho \epsilon) \quad (7)$$

여기서 난류생성항  $G$ 는 다음과 같다.

$$G = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{\mu_t}{\rho^2 \sigma_t} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (8)$$

식 (8)에서 마지막 항은 난류연소유동에서 연소열 방출에 의한 유동장의 팽창효과(expansion effect)를 부분적으로 고려하기 위하여 삽입되었으며 밀도변화가 없을 경우는 zero가 된다. 이 항은  $k$ 와  $\epsilon$ 에 대한 Favre-평균한 방정식에서 압력과 속도의 상관관계로부터 나타나게 된다. 본 연구에서 사용된 난류모델 상수들은 Table 1에 수록하였다.

### 2.3 연소모델

앞서 밝혔듯이 확산화염의 모델링은 화학반응이 충분히 빠르게 일어나서 중간화학종의 영향을 무시할 수 있다고 가정할 때 연료소비율은 수정된 eddy-breakup 연소모델<sup>(7)</sup>에 의해 결정할 수 있다. 연소현상은 일단계 비가역과정으로 일어난다고 가정하였다.

연소반응률은 난류혼합에 의해 지배되는 반응물의 혼합률과 chemical kinetics에 의해 지배되는 화학반응률 중에서 최소값에 의해 결정된다. 난류 확산화염에서 산소와 연료는 각각 서로 다른 와(eddy)로 나뉘어져 있고 화학반응이 빠르다고 가정하므로 연소반응률은 연료와 산소 와유동의 분자 단위에서의 혼합률, 즉 서로 다른 화학종을 포함하고 있는 와들(eddies)의 소산율(dissipation rate)에 의해 결정된다. 산소와 연료는 간헐적인 난동량(fluctuating intermittent quantities)으로 나타나

로 시간평균한 소산율은 반응물의 평균농도에 의해 표현될 수 있다. 따라서 연료소비율은 다음과 같이 반응물의 평균농도와 난류운동에너지  $k$ , 그리고 난류운동에너지의 소산율  $\epsilon$ 에 의해서 다음과 같이 결정된다.

$$R_{mix} = A \rho \frac{\epsilon}{k} \min \left( Y_F, \frac{Y_O}{\nu_F} \right) \quad (9)$$

여기서  $A$ 는 모델상수이며,  $Y_F$ ,  $Y_O$  그리고  $\nu_F$ 는 각각 연료, 산화제 그리고 생성물의 질량분율을 나타낸다.  $\nu_F$ 는 연료 1kg을 완전 연소시키는데 필요한 산소의 질량이다. 그리고  $k/\epsilon$ 은 화학반응시간 척도보다 훨씬 큰 난류 eddy의 시간척도이다.

chemical kinetics에 의해 지배되는 Arrhenius 형태의 화학반응률은 다음과 같다.

$$R_{che} = k_1 \left( \frac{\rho Y_F}{W_F} \right)^a \left( \frac{\rho Y_O}{W_O} \right)^b \exp(-E/RT) \quad (10)$$

여기서  $W_F$ 와  $W_O$ 는 연료와 산소의 분자량이고  $k_1$ 은 Arrhenius 반응률에 대한 pre-exponential 상수로서 mole-cm<sup>3</sup>-sec 단위계에서  $7.2 \times 10^{11}$ 이다. 활성화에너지  $E$ 는 30000cal/mole,  $a$ 와  $b$ 는 각각 0.1와 1.65이다. 여기서 연료소비율은 식 (9)와 식 (10)에서 구한 연소반응률 중에서 최소값에 의해서 결정된다.

### 3. 수치 모델 및 경계조건

각 보존방정식들은 분리오차(splitting error)를 줄일 수 있는 개선된 PISO알고리즘<sup>(8)</sup>에 의한 압력 기준 유동해석법에 의해 차분되었다. 따라서 시간에 따라 계산을 진행(time marching)시키면서 각 변수들에 대한 잔류오차중 최고값이  $10^{-4}$  이하일 때 정상상태의 해로 간주하였다. 정상상태의 해를 구할 때 한 시간 증분 동안의 계산은 한번의 예측단계(prediction step)와 두번의 교정단계(correction step)를 통해 수행하였다. 비엇갈림격자계(non-staggered grid arrangement)를 사용하였고 이 경우 압력장이 진동하는 checkboard 문제를 해결하기 위하여 제어체계의 경계면 속도를 압력가중보간법(pressure-weighted interpolation method)을 사용하여 구하였다. 대류항은 2차 정확도의 풍상차분법(second-order upwind scheme)<sup>(9)</sup>을 적용하였으며 확산항은 중앙차분하였다.

계산영역은 Fig. 2와 같이 연료유입구와 화염안

- 1991, "Countermeasures to Reduce Micro-Pressure Waves Radiating from Exits of Shinkansen Tunnels," *Proc. of 7th Intl. Symp. on the Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels*, Nov. 1991, Brighton, UK.
- (15) 山本彬也, 前田達夫, 1981, "斜坑・器材坑によるトンネル微氣壓波の低減," 日本鐵道技術研究資料, Vol. 38, No. 8.
- (16) 若井和憲, 落合孝哉, 志水昭史, 山田賢市, 1992, "トンネルを傳ばする衝擊波の密度勾配部通過による制御," 日本機械學會 第70期 全國大會講演論文集, C編.
- (17) 金義東, 松尾一泰, 1994, "高速鐵道 터널에서 發生하는 波動現象에 關한 衝擊波管의 研究 (2) (壓縮波의 減衰와 非線形效果)," 大韓機械學會論文集, 第19卷, 8號.
- (18) Stollery, J. L., 1981, "Simulation of Blast Fields by Hydraulic Analogy," *Proceedings, 13th International Symposium on Shock Tubes and Waves*, ed. by J. G. Hall, pp. 781~789.