

〈논 문〉

## 급축소관을 전파하는 압축파에 관한 이론적 연구

김희동\* · 김태호\*

(1996년 5월 28일 접수)

**Theoretical Study on Compression Wave Propagating  
in a Sudden Reduction Duct**

Heuy-Dong Kim and Tae-Ho Kim

**Key Words:** Compressible Flow(압축성흐름), Compression Wave(압축파), High-Speed Railway(고속철도), Impulsive Noise(충격성소음), Shock Tube(충격파관), Railway Tunnel(철도터널), Shock Wave(충격파), Expansion Wave(팽창파)**Abstract**

Compression waves propagating in a high-speed railway tunnel impose large pressure fluctuations on the train body or tunnel structures. The pressure fluctuations can cause ear discomfort for the passengers and increase the aerodynamic resistance of trains. As a fundamental research to resolve the pressure wave phenomenon in the tunnel, a steady theory of Chester-Chisnell-Whitham was applied to a simple shock tube with a sudden cross-sectional area reduction to model trains inside the tunnel. The results of the present theoretical analysis were compared with the experiments of the shock tube. The results show that the reflected compression wave from the model becomes stronger as the strength of incident compression wave and the blockage ratio increase. However, the compression wave passing through the model is not strongly dependent on the blockage ratio. The theoretical results are in good agreement with the experiments.

**1. 서 론**

최근 세계 각국에서는 철도의 고속화를 위한 기술 및 연구개발을 서두르고 있다. 현재 프랑스의 TGV, 독일의 ICE, 일본의 Sinkansen 등에서는 시속 300km/h를 상회하는 차량이 개발되었으며, 시험주행에서는 프랑스의 TGV-A가 시속 515km/h를 기록하였다. 그러나 이와 같은 고속열차의 개발에는 지금까지 상당한 기술적 시행착오와 관련연구가 진행되어 왔다. 우리나라에서 현재 계획하고 있는 고속철도는 제외국의 상황과는 달리, 고속열

차가 인가 밀집지역을 통하게 될뿐만 아니라 지형적인 관계로 다수의 터널이 필요한 실정이다. 이 경우 환경소음 문제는 물론 터널내의 공기역학적 세문제들은 우리나라 고속철도 특유의 문제라고 할 수 있다.

터널내에 고속열차가 돌입하게 되면, 터널입구 부근의 공기가 압축되어 압축파가 형성된다. 이러한 압축파는 터널내를 전파하여 터널의 출구에 달하게 되면, 팽창파로서 반사하게 된다. 이 경우에 압축파는 완전반사하지 않고 그의 일부는 미기압파(impulsive wave)로 불리우는 펄스형태의 압력파로 되어 터널의 외부로 전파하게 된다. 이때 발생하는 충격성 소음(impulsive noise)은 선로주변에 대한 소음공해로 작용하게 된다. 한편 터널내를 전

\*회원, 안동대학교 기계공학과

파하는 압축파가 터널내를 주행하는 열차와 간섭(interference)하게 되면, 열차주변에는 큰 압력변동이 발생하여 주행저항으로 될 수 있으며,<sup>(1,2)</sup> 이러한 압력변동이 객실내에 침투하게 되면 열차내 승객의 심각한 청각장애를 유발하게 된다. 종래의 연구<sup>(3,4)</sup>에 의하면, 터널입구에 형성되는 압축파의 강도는 열차의 돌입속도의 2승에 비례하는 것으로 알려져 있다. 따라서 압축파가 열차/터널에 미치는 영향의 해명은 매우 중요한 공학적인 과제임에 틀림없다.

터널내를 주행하는 열차의 공기역학적 문제들은 열차의 고속화와 관련되어 상당히 많은 기술적 문제들을 내포하고 있다. 이러한 기술적 문제들을 극복하기 위하여 이론해석, 수치시뮬레이션, 모형실험 및 현차실험 등, 열차/터널의 공기역학적 문제에 관한 많은 연구개발이 진행되어 왔다. 예를 들면 문헌(5, 6)에서는 압축파가 터널 출구로부터 방출되는 경우에 발생하는 미기압파를 TVD수치계산법으로 시뮬레이션 하였으며, 문헌(7, 8)에서는 현차실험 및 풍동실험을 수행하였다. 그 결과, 미기압파에 의한 충격성 소음의 강도는 터널출구에서 형성되는 압축파의 압력구배에 비례한다고 보고하였다. 따라서 이러한 압축파의 압력구배를 완화시키기 위하여 선로에 밸리스트를 적용하거나,<sup>(9)</sup> 입구 후드를 설치하는 방법,<sup>(10)</sup> 열차의 선두부와 후미부의 형상을 최적화하는 방법,<sup>(11)</sup> 터널내에 다공벽이나 지갱(branch tunnel)을 설치하는 방법<sup>(12,13)</sup> 등 상당히 많은 저감법들이 연구되어 왔다.

그러나 터널내에서 발생하는 압력파를 경감하기 위한 연구는 지금까지 거의 행하여지지 않고 있으며, 이것은 터널내를 전파하는 압력파의 특성이 충분히 알려지지 않은 이유라고 할 수 있다. 예를 들면 압축파가 관단에서 반사/방출되는 경우에 대한 정량적인 데이터는 아직까지 없으며, 최근까지 이에 관한 연구는 수행되지 않았다. 또 관내를 전파하는 압축파가 열차 및 기타 구조물에서 반사/통과하는 경우에 대한 연구결과는 거의 없으며, 이는 실제 터널에서 발생하는 파동현상에 대한 이해를 어렵게 하고 있다. 최근 문헌(14)에서는 객실내에 승객의 청각장애에 관한 연구가 수행되었다. 문헌(15)에서는 이러한 청각장애를 경감하기 위하여 차량에 특별한 환기시스템을 적용하였다.

종래 터널내를 전파하는 압력파 현상들에 관한 연구는 주로 충격파에 대하여 수행되어 왔다. 단면

적이 변화하는 관내에 충격파가 전파하는 유동에 관한 이론은 과거 Chester,<sup>(16)</sup> Chisnell,<sup>(17)</sup> Whitham<sup>(18)</sup> 등에 의하여 상당히 많은 연구가 수행되었다. 이들 연구의 결과는 충격파의 전파에 대한 CCW이론(Chester-Chisnell-Whitham theory)으로 잘 알려져 있다.<sup>(19)</sup> CCW이론에서는 단면적이 점진적으로 변화하는 경우에 단면적 변화부를 하나의 불연속적인 단면적 변화부로 대치하여 계산하는 정상이론(steady theory)과 단면적 변화부를 다수의 미소한 불연속면으로 대치하여 계산하는 방법을 비정상이론(unsteady theory)이라고 하고 있다. CCW의 정상이론을 이용하여 Oppenheim<sup>(20)</sup>은 단면 축소관내를 전파하는 충격파를 광범위하게 다루었으며, 그 결과 단면 축소부에서 반사파의 형태와 강도를 특정할 수 없는 영역이 존재한다는 것을 지적하였다. Russel<sup>(21)</sup>은 단면 축소관을 전파하는 충격파를 실험적으로 연구하였으며, Smith 등<sup>(22)</sup>은 단면 확대관에서 실험을 수행하였다. 이외에도 충격파 풍동(shock tunnel) 또는 Ludwig관의 개발이나 성능특성을 조사하기 위하여, 단면적이 변화하는 관내의 충격파 현상에 관하여 상당히 많은 연구가 수행되었다. 그러나 관내를 전파하는 충격파에 관한 연구와는 달리 압축파에 관한 연구는 지금까지 거의 행하여지지 않았다.<sup>(23)</sup>

본 연구에서는 터널내를 전파하는 압축파가 열차와 간섭하는 경우에 대하여, 지금까지 비교적 잘 알려진 충격파관의 이론을 적용하였다. 이론해석에서는 실제 터널에서 발생하는 파동현상에 관련되는 복잡한 요소들을 생략하고, 충격파관내에 직사각형 단면의 모델을 고정함으로써 열차/터널의 공기역학을 모사하였다. 이러한 단면 급축소관의 모델에 CCW의 정상이론을 적용하여 이론해석을 수행하였다. 해석결과는 단면 급축소부에서 발생하는 압축파의 반사 및 통과 과정을 고찰하였다. 또 본 이론 해석결과는 충격파관의 실험을 통하여 비교검증되었다.

## 2. 이론해석 및 방법

### 2.1 해석모델

정상이론에서는 압력파가 단면 변화부를 전파하는 경우에 발생하는 파동현상을 하나의 불연속적인 단면변화로 가정한다. 따라서 압축파 배후의 흐름은 시간에 관계 없으며, 압력파는 일정속도와 강도

로 전파한다고 가정한다. 이와 같은 정상이론에 대하여 단면 변화부로부터 충분히 멀리 떨어진 하류에서 흐름은 정상상태에 접근하게 되며, 해석에서는 이때의 값을 구하므로 일종의 점근해라고 할 수 있다. Fig. 1에는 본 이론해석의 모델 및 파동선도를 나타내었다. 본 해석모델은 단순한 충격파관의 형태로, 고압실과 저압실 그리고 격막(압축파를 형성시키기 위해서는 급속개구밸브 등으로 생각할 수 있다)으로 구성된다. 고압실의 관의 단면적을 Ah, 저압실의 관단은 대기에 개방되어 있다고 가정한다. 그림에 나타낸 바와 같이 저압실내에는 단면 급속소 부분이 설치되어 있으며, 여기에서 저압실의 단면적을 A, 급속소 부분의 단면적을 A'라고 가정( $A > A'$ )한다. 본 이론해석결과를 충격파관의 실험결과<sup>(24)</sup>와 비교하기 위하여  $A/Ah=0.691$ 로 가정하였으며, 대기압을 101.32kPa, 대기온도를 20°C로 하였다. 그림에서 고압실에 고압의 공기를 충전한 후, 격막을 파괴하면 저압실내의 공기는 압축되고 고압실의 공기는 팽창하게 된다. 이것은 그림의 파동선도에 나타낸 바와 같이 저압실내에는 전진압축파 C1이 전파하게 되며, 고압실내에는 후퇴팽창파 E1이 형성되기 때문이다. 한편 전진압축파 C1의 배후에는 접촉면 CS1이 형성되어 저압실내를 전파하게 된다. 전진압축파 C1이 단면 축소부에 도달하게 되면 그 일부는 통과압축파 C2로 되어 단면 축소부를 통과하게 되며, 나머지 일부는 반사하여 후퇴압축파 C3로 되어 고압실 쪽을 향해

전파한다. 여기에서 C2의 배후에는 접촉면 CS2가 형성된다.

본 연구에서는 Fig. 1에 나타낸 바와 같은 유동장을 단면 축소부, 접촉면 및 각 파동들을 경계로 8개의 영역으로 분할하여, 격막부근과 모델부근에 대하여 이론해석을 수행하였다. 본 해석에서는 고속철도 터널내의 파동현상을 모사하는 것이므로, 전진압축파 C1을 입사압축파(incident compression wave), C2를 통과압축파(passing compression wave) 그리고 C3를 반사압축파(reflected compression wave)로 정하였다.

2.2 이론해석 방법

Fig. 2에는 충격파관의 격막 부근에서 발생하는 파동선도 및 압력분포를 모식적으로 나타내었다. 고압실의 압력이 주어지면, 영역 ① 및 ⑥(대기상태)의 상태량  $p_1, u_1, T_1, p_6, u_6, T_6$ 는 알려진다.

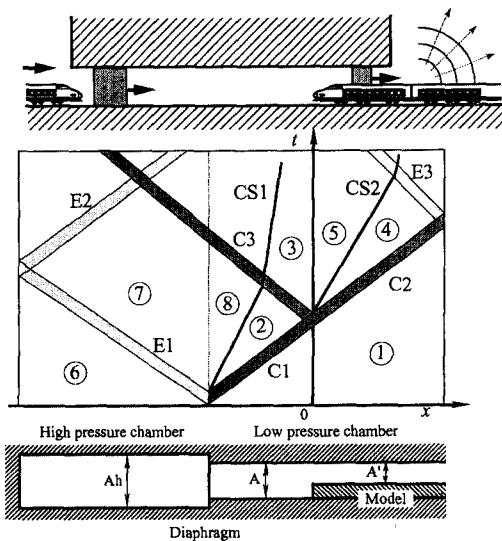


Fig. 1 Wave diagram and shock tube model

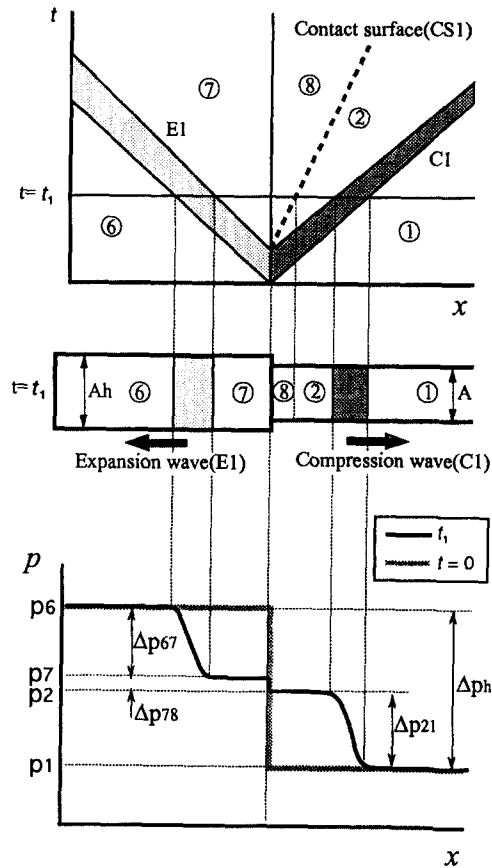


Fig. 2 Wave diagram and pressure distribution near diaphragm

또 영역 ① 및 ⑥에서 공기는 정지해 있으므로 유속 및 마하수는 모두 0이다. 또 온도  $T_1=T_6$ 이므로 음속(a)과 기체밀도( $\rho$ )는 다음으로 주어진다.

$$a_1=a_6=\sqrt{\gamma RT_1} \quad \rho_1=\frac{p_1}{RT_1} \quad \rho_6=\frac{p_6}{RT_6} \quad (1)$$

식 (1)에서  $\gamma$  및 R은 각각 기체의 비열비와 기체상수이며, 본 해석에서는 각각 1.4와 287.1J/kg·K로 가정하였다. 여기에서 영역 ⑦의 압력  $p_7$ 를 가정하면 영역 ⑥과 ⑦ 사이의 후퇴팽창과를 따라 Riemann 불변량  $P=u+2a/(\gamma-1)$ 가 일정하기 때문에 다음 식이 쓰여진다.

$$u_6+\frac{2a_6}{\gamma-1}=u_7+\frac{2a_7}{\gamma-1} \quad (2)$$

여기에서 영역 ⑦ 및 ⑧에서 음속은 등엔트로피 관계식을 이용하여 다음으로 주어진다.

$$a_7=\sqrt{\frac{\gamma p_7}{\rho_7}}=\sqrt{\frac{\gamma p_6}{\rho_6}\left(\frac{\rho_7}{\rho_6}\right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}}}=a_6\left(\frac{p_7}{p_6}\right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}}$$

$$a_8=a_6\left(\frac{p_8}{p_6}\right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} \quad a_2=a_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} \quad (3)$$

위의 식 (2)에 식 (3)을 대입하면, 영역 ⑦에서 유속(u), 마하수(M), 온도(T) 및 기체밀도( $\rho$ )는 각각 다음으로 주어진다.

$$u_7=-\frac{2a_6}{\gamma-1}\left[\left(\frac{p_7}{p_6}\right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}}-1\right] \quad M_7=u_7/a_7$$

$$T_7=\frac{a_7^2}{RT_7} \quad \rho_7=\frac{p_7}{RT_7} \quad (4)$$

여기에서 영역 ⑦과 ⑧ 사이의 흐름에 대하여 등엔트로피 정상흐름을 적용하는 경우에 다음과 같은 상태방정식, 연속방정식, 운동방정식, 등엔트로피 관계식 그리고 음속의 식 등의 지배방정식들이 성립한다.

$$\frac{dp}{p}=\frac{d\rho}{\rho}+\frac{dT}{T}$$

$$\frac{d\rho}{\rho}+\frac{du}{u}+\frac{dA}{A}=0$$

$$udu+\frac{1}{\rho}dp=0$$

$$\frac{dp}{p}-\gamma\frac{d\rho}{\rho}=0$$

$$a=\sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s} \quad (5)$$

위의 식들을 이용하여 변형하면 유속, 기체밀도, 압력, 온도, 음속, 마하수는 각각 다음과 같이 호

름마하수와 유로단면적의 함수로 쓰여진다.

$$\frac{du}{u}=\frac{1}{M^2-1}\frac{dA}{A}$$

$$\frac{d\rho}{\rho}=-\frac{M^2}{M^2-1}\frac{dA}{A}$$

$$\frac{dp}{p}=-\frac{\gamma M^2}{M^2-1}\frac{dA}{A}$$

$$\frac{dT}{T}=-\frac{(\gamma-1)M^2}{M^2-1}\frac{dA}{A}$$

$$\frac{da}{a}=-\frac{(\gamma-1)M^2}{2(M^2-1)}\frac{dA}{A}$$

$$\frac{dM}{M}=\frac{2+(\gamma-1)M^2}{2(M^2-1)}\frac{dA}{A} \quad (6)$$

위의 식 (6)에서 마하수와 단면적의 관계식을 이용하여 마하수 M으로부터 1까지, 단면적 A로부터 A\*까지에 대하여 각각 적분하면 영역 ⑦과 ⑧에 대한 다음의 식이 얻어진다.

$$\frac{A}{A_h}=\frac{A^*}{A_h}\frac{A}{A^*}=\frac{M_7}{M_8}\left[\frac{(\gamma-1)M_8^2+2}{(\gamma-1)M_7^2+2}\right]^{\frac{\gamma-1}{2(\gamma-1)}} \quad (7)$$

여기에서 A, Ah, M<sub>7</sub>은 알려진 값이므로, M<sub>8</sub>은 반복계산으로부터 구해진다. 한편 에너지 방정식을 이용하여 위의 M<sub>7</sub>과 M<sub>8</sub>로부터 영역 ⑧에서 상태량을 구할 수 있다.

$$p_8=p_7\frac{p_0}{p_7}\frac{p_8}{p_0}=p_7\left[\frac{1+\frac{\gamma-1}{2}M_7^2}{1+\frac{\gamma-1}{2}M_8^2}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (8)$$

여기에서 p<sub>0</sub>는 정체점 압력이다. 또 영역 ⑧과 ②에 대하여 접촉면 전후에서 압력과 유속은 같으므로 이들 값을 이용하여 영역 ②에서 상태량들이 구해진다.

$$p_2=p_8 \quad u_2=u_8 \quad (9)$$

더욱이 영역 ①과 ② 사이에는 전진압축과를 따라 Riemann 불변량 Q가 일정하게 되므로 다음의 관계식이 성립한다.

$$u_1=u_2+\frac{2}{\gamma-1}(a_1-a_2)$$

$$=u_2+\frac{2a_1}{\gamma-1}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}}\right] \quad (10)$$

이상에서 기술한 일련의 계산에서 p<sub>7</sub>의 가정값이 적절하다면, 위의 식들로부터 계산한 유속 u<sub>1</sub>과 실제의 유속(u<sub>1</sub>=0)은 일치하여야 한다. 이론해석에서는 이러한 일치가 얻어질 때까지 반복계산을 수

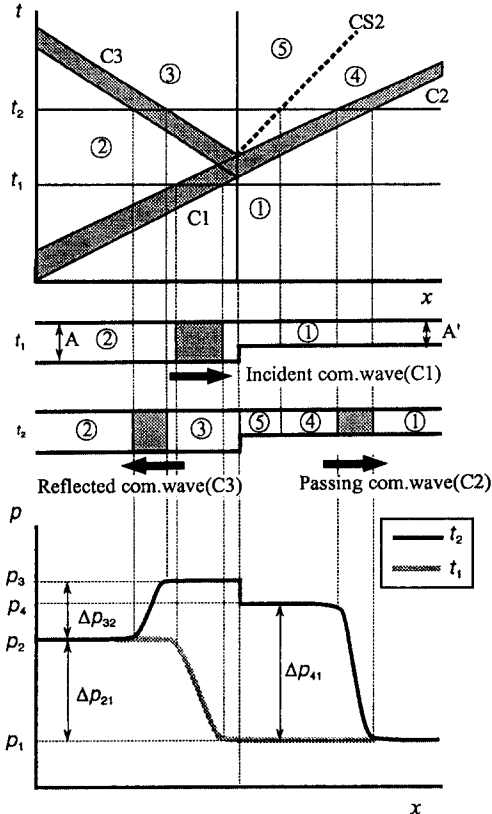


Fig. 3 Wave diagram and pressure distribution near model

행하였다.

Fig. 3에는 압축파가 단면 축소부분을 전파하는 경우의 파동선도를 나타내었다. 여기에서 입사압축파의 강도가 주어지면 영역 ①과 ②의 상태량은 알려지게 된다. 또 영역 ③에서 상태량을 가정하여 영역 ⑤의 상태량을 구한다. 접촉면 전후에서 압력과 유속이 같아야 하므로 영역 ④에서 상태량이 알려지게 된다. 만일 영역 ③에서의 가정값이 적절하다면 영역 ④의 상태량으로부터 구한 영역 ①의 상태와 실제영역 ①의 상태량이 일치하여야 하므로, 이러한 조건이 만족되도록 반복계산을 수행하였다. 본 계산에서는 고압실의 구동압력  $\Delta p_h$ 을 파라미터로 하여,  $\Delta p_h$ 의 값을 0kPa(계이지압력)로부터 50 kPa까지 변화시켰다.

### 3. 충격파관의 실험

본 이론해석의 타당성을 조사하기 위하여, 본 연

구에서는 Fig. 3에 나타난 유동장에 대하여 충격파관을 이용하여 실험을 수행하였다. 실험에 사용된 충격파관은 압축파를 발생시키기 위하여 격막 대신 급속개구 밸브(fast opening gate valve)를 적용<sup>(25)</sup>하였다. 충격파관의 고압실은 내경 76mm, 길이 약 4m 정도인 PVC관으로 되어 있으며, 고압실의 관단은 압축기로부터 고압의 공기를 주입하기 위하여 밀폐되었다. 또 저압실은 정사각형 단면(56mm × 56mm), 길이 7m의 스테인리스튜브로 제작되었으며, 저압실의 관단은 대기에 개방되어 있다. 저압실내에는 유로의 단면적을 감소시키기 위하여 급속개구밸브의 위치로부터 약 3.7m의 위치에서부터 저압실의 관단까지에 걸쳐 직사각형 단면의 모델을 설치하였다. 이러한 모델은 본 이론해석과의 비교를 위하여  $R=0.2, 0.4$  및  $0.6$ 로 변화시켰으며, 고압실, 저압실 그리고 모델의 벽면에는 다수의 정압공을 설치하여 고감도 압력센서(Kulite XCS-190)를 사용하여 압력파를 측정하였다. 또 실험에서는 고압실과 저압실의 관단으로부터 반사하는 압력파의 영향을 없애기 위하여, 정압공의 위치선정에 특별한 주의가 필요하였다. 더욱이 두 개의 압력파가 중첩되는 위치에서 압력측정을 수행하면, 정확한 압력값을 얻을 수 없으므로 각 정압공의 위치는 관내에서 파동이 중첩되지 않도록 적절한 위치를 선정하였다. 실험은 급속개구밸브를 닫은 상태에서 고압실에 대기압보다 약간 높은 압력의 건조 공기를 충전시켜, 순간적으로 밸브를 열어 저압실에 압축파를 발생시켰다.

한편 압력센서로부터 전기적인 출력은 직류증폭기(TEAC SA-59)로 증폭하여, A/D 변환기 및 파형기록장치에 보존하도록 되어 있다. 압력측정에는 샘플링 주파수를 약 35kHz로 하였으며, 2048개의 데이터를 측정하여 해석에 이용하였다.

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 이론해석 결과

Fig. 2에 나타난 바와 같이 영역 ①은 저압실내에 압축파 C1가 도달하기 전의 상태이며, 본 해석에 이용된 충격파관의 저압실은 대기에 개방되어 있으므로, 이 영역에서 압력은 대기압과 같다( $p_1=101.32$  kPa). 영역 ②는 저압실내에서 압축파 C1이 통과하고, 접촉면 CS1이 도달하기 전의 상태이다. 이 영역에서 압력은 압축파 C1의 통과에 의해

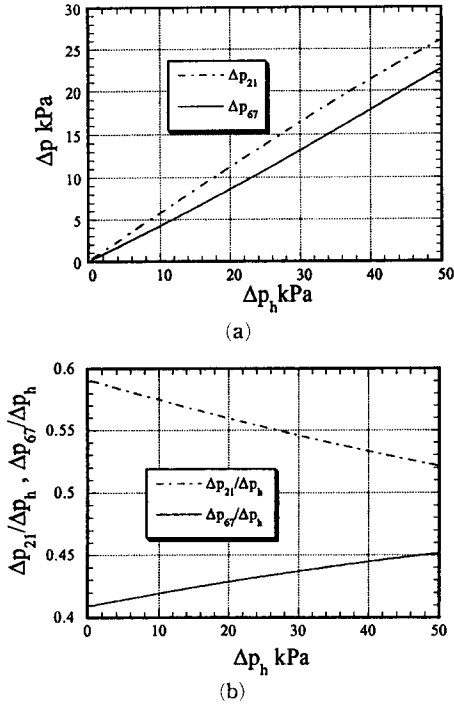


Fig. 4 Variation of pressure wave strength

압력이 상승하게 되므로  $p_2 > p_1$ 이며, 또 구동압력  $\Delta p_h$ 가 증가할수록 압축파 C1이 강해지므로 압력상승은 커진다. 영역 ⑥은 고압실내에서 팽창파 E1이 도달하기 전의 상태이며,  $p_6 = p_1 + \Delta p_h$ 이므로 이 영역에서 압력은  $\Delta p_h$ 의 증가에 따라 커진다. 영역 ⑦은 고압실내에 팽창파 E1이 통과한 후의 상태로 이 영역에서 압력은  $p_7 < p_6$ 이며,  $\Delta p_h$ 가 클수록 이 영역에서의 압력강하는 커지게 된다. 또 영역 ⑧은 저압실내에서 접촉면 CS1가 통과한 후의 상태이며, 충격파관의 격막을 파괴하면 고압실로부터 저압실로 유동이 발생한다. 본 해석에서는 영역 ⑦과 ⑧ 사이에서 발생하는 흐름을 1차원 정상 등엔트로피 흐름으로 가정하였으며, 이때 발생하는 흐름은 아음속이기 때문에 유로 단면적이 감소하게 되면 압력은 감소한다. 따라서  $p_8 < p_7$ 로 되며, 또 접촉면 전후에서 압력이 같으므로  $p_2 = p_8$ 로 된다.

Fig. 4의 (a)와 (b)에는 충격파관의 격막 부근에서 발생하는 파동현상에 대하여 구동압력  $\Delta p_h$ 에 따른 각 압력파의 강도를 나타내었다. 그림 (a)의 종축은 입사압축파 C1의 강도를  $\Delta p_{21}$ 로, 팽창파의 강도 E1을  $\Delta p_{67}$ 로 나타내었다. 그림 (a)에서 구동압력  $\Delta p_h$ 가 증가할수록 압축파 및 팽창파의 강도

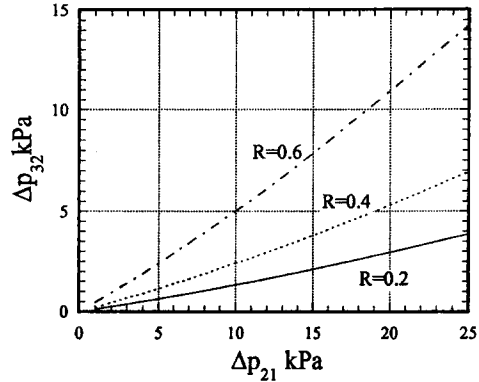


Fig. 5 Incident compression wave vs reflected compression wave

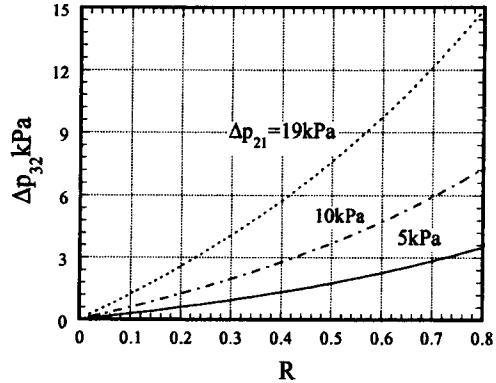


Fig. 6 Blockage ratio vs reflected compression wave

는 강해진다. 그러나 그림 (b)에 나타낸 바와 같이 구동압력  $\Delta p_h$ 에 대한 압축파 및 팽창파 강도의 비율 즉  $\Delta p_{21}/\Delta p_h$  및  $\Delta p_{67}/\Delta p_h$ 은, 구동압력이 증대될수록  $\Delta p_{21}/\Delta p_h$ 의 값은 작아지며 상대적으로  $\Delta p_{67}/\Delta p_h$ 는 커지게 된다.

Fig. 5에는 관내에  $(A-A')/A (=R)$ 인 모델을 설치한 경우, 입사압축파 C1의 강도  $\Delta p_{21}$ 에 대한 반사압축파의 강도  $\Delta p_{32}$ 의 변화를 나타내었다. 여기에서 관의 blockage비  $R = (A-A')/A$ 로 정의하여 R의 값을 0.2, 0.4 및 0.6으로 변화시켰다. 그림으로부터  $\Delta p_{21}$ 가 증가할수록  $\Delta p_{32}$ 의 값은 증가한다. 이러한 증가는 R의 값이 클수록 커지게 된다. 예를 들어 입사압축파의 강도가 25kPa인 경우, R의 값이 0.6에 대하여 입사압축파의 약 56% 정도는 모델에서 반사하게 되며, R의 값을 0.2로 줄이는 경우에는 반사는 입사압축파의 약 16% 정도로 작아지게 된다. 실제 터널에서 수행하는 열차의 경

우 R의 값은 약 0.2 정도로 입사압축파의 약 16% 정도가 열차선두부에서 반사되는 것이 예상된다. 한편 Fig. 6에는 입사압축파 C1의 강도  $\Delta p_{21}$ 이 5, 10 및 19kPa인 세 경우, 관의 blockage비 R에 대한 반사압축파 C3의 강도  $\Delta p_{32}$ 의 변화를 나타내었다. 그림으로부터 R이 커질수록 입사압축파가 강할수록 반사압축파는 강도는 커지게 된다. 입사압축파의 강도가 19kPa인 경우 R의 값을 0.8에서 0.2까지 줄이게 되면, 반사압축파의 강도는 약 94% 정도로 약해진다.

Fig. 7에는 Fig. 5와 같은 조건에서 입사충격파 C1의 강도  $\Delta p_{21}$ 에 대한 통과압축파 C2의 강도  $\Delta p_{41}$ 의 변화를 나타내었다. 그림으로부터 통과압축파의 강도는 입사압축파가 강할수록, 또 R이 클수록 커지게 된다. 예를 들어 입사압축파의 강도가 20kPa인 경우 통과압축파의 강도는 R=0.6에 대하여 약 28kPa 정도이며, 계산된 R의 모든 값에 대하여 입사압축파의 강도에 비해 통과압축파의 강도는 더 크다. 이것은 단면적 축소의 영향으로 파동현상이 보존방정식을 만족해야 하기 때문이다. 한편 Fig. 8은 Fig. 6과 같은 조건인 경우 R에 대한 통과압축파의 강도의 변화를 나타내었다. 그림으로부터 R의 값이 클수록 통과압축파의 강도는 커진다. 이러한 경향은 입사압축파의 강도가 클수록 뚜렷하게 나타나며, 반대로 입사압축파의 강도가 매우 약한 경우에는 통과압축파는 R의 값에 거의 영향을 받지 않는다는 것이 예상된다.

Fig. 9에는 R의 값이 0.2, 0.4 및 0.6으로 변화하는 경우, 입사압축파 C1에 대한 반사압축파 C3의 비율  $\Delta p_{32}/\Delta p_{21}$  즉 압축파가 모델에서 반사하는

비율을 입사압축파의 강도  $\Delta p_{21}$ 에 대하여 나타내었다(그림의 실선 및 파선). 또 그림 중에는 충격파관의 실험값을 함께 나타내었으며, 이들에 대해서는 다음 절에서 기술한다. 그림으로부터 입사압축파의 강도가 커질수록 입사압축파에 대한 반사압축파의 비율은 커지게 되며, 이러한 경향은 R의 값이 클수록 뚜렷하게 나타난다. 즉 입사압축파가 강할수록 단면축소부에서 반사하는 비율이 커지게 된다. 그러나 R의 값이 매우 작은 경우에는 입사압축파에 대한 반사압축파의 비율의 변화는 크지 않고 거의 일정하다. 이러한 결과는 Fig. 10에서 더욱 분명하게 관찰된다. R이 증가함에 따라 입사압축파에 대한 반사압축파의 비율  $\Delta p_{32}/\Delta p_{21}$ 은 더욱 커지게 되며, R의 값이 작은 경우에는 입사압축파에 대한 반사압축파의 비율은 입사압축파의 강도에 크게 의존하지 않는다.

Fig. 11에는 R의 값이 0.2, 0.4 및 0.6으로 변화하는 경우, 입사압축파 C1에 대한 통과압축파 C2의 비율  $\Delta p_{41}/\Delta p_{21}$ 을 입사압축파의 강도  $\Delta p_{21}$ 에 대

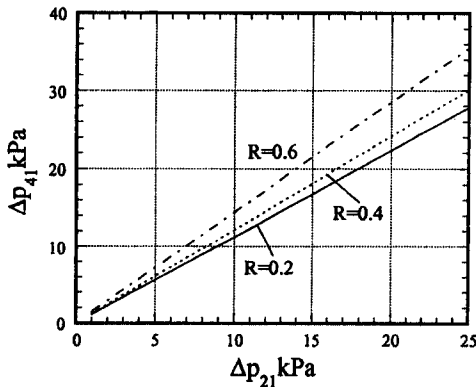


Fig. 7 Incident compression wave vs passing compression wave

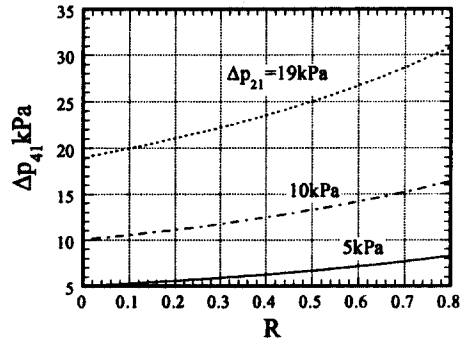


Fig. 8 Blockage ratio vs passing compression wave

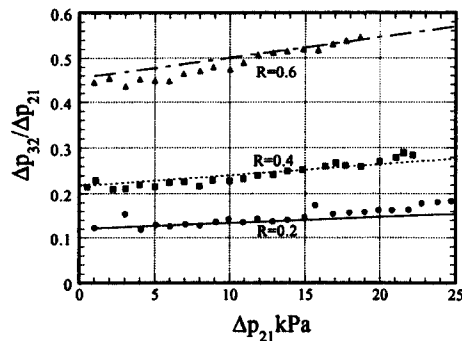


Fig. 9 Incident compression wave vs reflected compression wave

하여 나타내었다. 또 그림 중에는 충격파관의 실험 값(●, ▲, ■)을 함께 나타내었으며, 이들에 대해서는 다음 절에서 기술한다. 그림으로부터 R의 값이 큰 경우에 입사압축파에 대한 통과압축파의 비율은 입사압축파가 강할수록 작아지게 되지만, R의 값이 작은 경우에 그 비율은 입사압축파의 강도에 관계없이 거의 일정하다. 따라서 실제 터널에서 발생하는 파동현상에 대하여 통과압축파의 강도는 입사압축파가 알려지는 경우에 간단하게 추정할 수 있다. 예를 들어 R이 약 0.2 정도되는 실제 터널에서 통과압축파는 입사압축파의 약 1.12 정도의 강도를 가지게 된다. 이러한 강도는 열차에 큰 압력변동과 공기저항의 원인이 될 수 있으므로, 이에 대한 경감대책이 필요하다. Fig. 12에는 입사압축파 C1의 강도  $\Delta p_{21}$ 가 5, 10 및 19kPa로 변화하는 경우, 입사압축파에 대한 통과압축파의 비율  $\Delta p_{41}/\Delta p_{21}$ 을 R에 대하여 나타내었다. 그림으로부터 입사압축파에 대한 통과압축파의 비율은 R의 값이 증가할수록 급격히 커지게 되지만, 입사압축파의

강도에는 크게 영향을 받지 않는다.

한편 본 이론해석법을 이용하여, 입사압축파, 반사압축파 및 통과압축파의 전파속도를 계산하였다. 계산에서 압축파의 파두는 압축파 전방의 흐름에 상대적으로 음속으로 전파한다고 볼 수 있으므로, 관찰자 고정계의 좌표계로부터 입사압축파 및 통과압축파의 전파속도는 입사압축파의 강도나 R에 관계없이 일정하였다. 그러나 반사압축파의 전파속도는 R에 값에는 의존하지 않았지만, 입사압축파의 강도가 클수록 작아졌다. 이것은 '입사압축파에 의한 온도상승 때문에 발생하는 음속의 변화와 유속의 변화로부터 이해될 수 있었다. 또 R과 음속의 관계는 서로 의존하지 않으므로, 압력파의 전파속도는 R에 관계 없이 일정(음속과 같다)하였다.

4.2 실험과의 비교

Fig. 9에는 R의 값이 0.2, 0.4 및 0.6으로 변화하는 경우, 본 이론해석에 의한  $\Delta p_{32}/\Delta p_{21}$ 의 값을 실험결과와 비교하였다. 그림으로부터 각 R에 대하여 본 이론해석 결과는 실험결과와 매우 잘 일치한다는 것을 관찰할 수 있다. 또 Fig. 11에는 R의 값이 0.2, 0.4 및 0.6으로 변화하는 경우, 본 이론해석에 의한  $\Delta p_{41}/\Delta p_{21}$ 의 값을 실험결과와 비교하였다. 그림에서 본 이론해석 결과는 정성적으로 실험결과와 거의 일치한다. 그러나 각 R에 대하여 실험값은 본 이론해석의 결과보다 약간 낮은 값을 나타내고 있다. 이러한 경향은 R의 값이 커질수록 뚜렷하게 나타난다. 이것은 본 이론해석이 유체점성, 열전달 등의 소산효과(주로 압축파의 감쇠에 영향을 미친다)를 고려하지 않은 단순한 일차원 해석이라는 것에 기인한다고 생각된다. 즉 압축파에

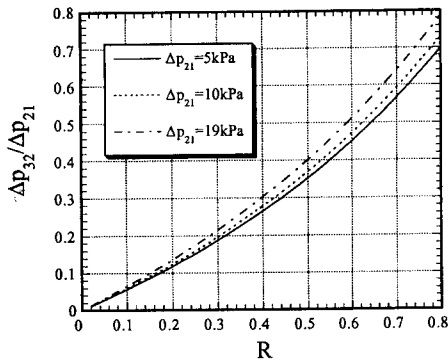


Fig. 10 Blockage ratio vs reflected compression wave

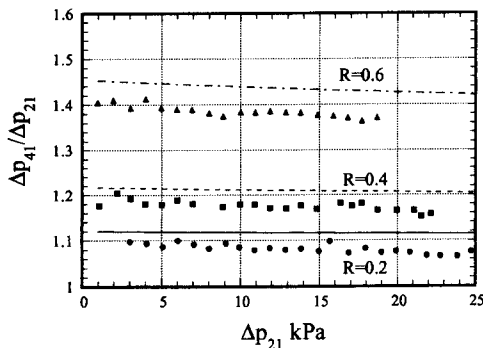


Fig. 11 Incident compression wave vs passing compression wave

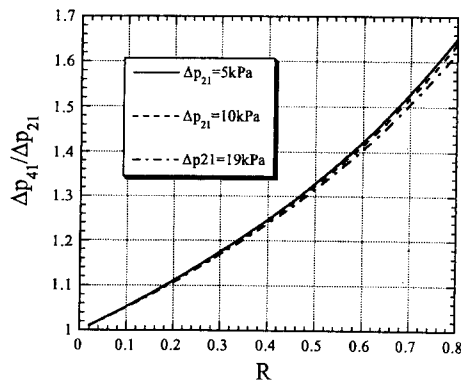


Fig. 12 Blockage ratio vs passing compression wave



의해서 유기되는 경계층유동이나, 단면 급속소부분에서 발생하는 유동의 박리, 또 유동의 축류효과로 인한 에너지 손실 등에 기인한다.

### 5. 결 론

고속철도 터널내에서 압축파가 열차 혹은 터널내 기타 구조물 등과 간섭하는 유동장을 해명하기 위한 기초적 연구의 일환으로, 본 연구에서는 간단한 이론해석을 수행하였다. 이론해석에서는 터널내에서 발생하는 압력과 현상을 모사하기 위하여 충격파관내에 모델을 설치하여, 전파하는 압축파에 대하여 CCW의 정상이론을 적용하였다. 그 결과 모델에서 반사하는 압축파의 강도는 입사압축파가 강할수록, 모델의 blockage비가 클수록 크게 된다는 것을 알았다. 또 모델을 통과하는 압축파의 강도는 입사압축파가 강할수록 크게 나타났지만, blockage비에는 크게 의존하지 않았다. 따라서 실제 터널입구에서 형성되는 압축파의 강도가 알려지는 경우에 열차를 통과하는 압축파를 간단하게 추정할 수 있다는 것을 알았다. 본 해석법은 간단한 압축성 유동이론을 이용한 것이지만, 해석결과는 충격파관의 실험결과와 매우 잘 일치하였다.

### 참고문헌

(1) 김희동, 1996, "고속鐵道の 空氣力學 I ~ IV," 大韓機械學會誌 第36卷1號, 第36卷3號, 第36卷5號, 第36卷11號.

(2) 김희동, 1996, "터널내를 주행하는 1열차의 공기역학적 해석," 大韓機械學會論文集 投稿中

(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," 鐵道技術研究報告, No. 1023.

(4) Ozawa, S., Maeda, T., Matsumura, T., Uchida, K., Kajiyama, H. and Tanemoto, K., 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, U.K.

(5) Sekine, N., et. al., 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).

(6) 松尾一泰, 外3人, 1992, "管内を傳ばする壓縮波の開口端からの放射," 日本機械學會論文集, 第58卷, 第546號, pp. 331~337.

(7) 井門郭志, 飯田雅宜, 前田達夫, 1993, "列車先頭部・後尾部形狀最適化のための風洞試驗," 日本鐵道總研報告, 第7卷, 第7號.

(8) 前田達夫, 木下眞夫, 梶山博司, 種本勝二, 1987, "新幹線電車(0系, 100系, 200系)の空氣抵抗," 日本鐵道技術研究所報告, 第1371號.

(9) Ozawa, S., Maeda, T., Matsumura, T. and Uchida, K., 1993, "Effect of Ballast on Pressure Wave Propagating through Tunnel," *The International Conference on Speedup Technology for Railway and Maglev Vehicles*, Yokohama, Japan.

(10) 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.

(11) 前田達夫, 木下眞夫, 種本勝二, 本間則男, 1984, "新幹線電車先頭部形狀モデルチェンジのための風洞試驗," 日本鐵道技術研究所速報, 第A-84-20號.

(12) Kim, H. D. and Setoguchi, T., 1996, "Passive Control of Impulsive Noise Caused by Unsteady Compression Wave," *ASME Trans. Journal Fluid Engineering* (to be published).

(13) Kim, H. D. and Setoguchi, T., 1996, "Passive Control of Unsteady Compression Wave Using Porous Walls," *ASME Trans. Journal Fluid Engineering* (submitted).

(14) 佐藤清, 池田守利, 中川正祥, 1989, "人の耳つん感覺と氣壓變化," 日本鐵道總研報告, 第3卷, 第4號.

(15) 善田康雄, 1988, "シミュレーションによる新幹線車輛換氣システムの検討," 日本鐵道總研報告, 第2卷, 第12號.

(16) Chester, W., 1954, "The Quasi-Cylindrical Shock Tube," *Philosophical Magazine*, Vol. 45, No. 2, pp. 1293~1301.

(17) Chisnell, R. F., 1957, "The Motion of a Shock Wave in a Channel, With Applications to Cylindrical and Spherical Shock Waves," *Jour. Fluid Mech.*, Vol. 2, No. 3, pp. 286~298.

- (18) Whitham, G. B., 1958, "On the Propagation of Shock Waves Through Regions of Non-Uniform Area or Flow," *Jour. Fluid Mech.*, Vol. 4, pp. 337~360.
- (19) Han, Z. and Yin, X., 1993, "*Shock Dynamics*," Kluwer Academic Pub.
- (20) Oppenheim, A. K., Urtiew, P. A. and Stern, R. A., 1959, "Peculiarity of Shock Impingement on Area Convergence," *Physics of Fluids*, Vol. 2, No. 4, pp. 427~431.
- (21) Russell, D. A., 1967, "Shock-Wave Strengthening by Area Convergence," *Jour. Fluid Mech.*, Vol. 27, No. 2, pp. 305~314.
- (22) Smith, C. E., 1966, "The Starting Process in a Hypersonic Nozzle," *Jour. Fluid Mech.*, Vol. 24, No. 4, pp. 625~640.
- (23) Ottisch, F., Shockel, H. and Peiffer, A., 1994, "The Influence of Abrupt Changes in the Cross-Sectional Area of a Railway Tunnel on the Propagation of Pressure Waves Caused by Passing Trains," *Proc. 8th Intl. Symp. on the Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels*, Liverpool, U. K. pp. 151~173.
- (24) 金義東, 外1人, 1996, "急縮小관을 傳播하는 壓縮波의 特性에 關한 實驗的 研究," 大韓機械學會論文集, 投稿中.
- (25) 金義東, 外1人, 1994, "高速鐵道 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8卷, 第10號.