

축소관과 확대관 출구로부터 방출되는 펄스파에 관한 연구

A Study on the Impulse Waves Discharged from the Exit of the Convergent and Divergent Pipes

이동훈* · 이명호* · 권용훈** · 김희동** · 박종호***

D. H. Lee, M. H. Lee, Y. H. Kweon, H. D. Kim and J. H. Park

(2002년 1월 21일 접수 : 2002년 3월 7일 심사완료)

Key Words : Compression Wave(압축파), Impulse Noise(충격성 소음), Impulse Wave(충격파), Pulse Jet(펄스제트), Shock Tube(충격파관), Unsteady Flow(비정상유동)

ABSTRACT

The present study is to investigate the propagation characteristics of the impulse waves discharged from the exit of the convergent and divergent pipes. An experiment is carried out using a shock tube with an open end and is compared to the computation of the axisymmetric, compressible, unsteady Euler equations, which are solved by the second-order total variation diminishing(TVD) scheme. For the computational work, several initial compression waves are assumed inside the pipe so that those are the same to the experimental ones of the shock tube. The results show that the peak pressures of the impulse waves discharged from the exit of convergent and divergent pipes decrease with an increase in the wavelength of the initial compression wave. All of the impulse waves have a strong directivity toward the pipe axis, regardless of the exit type of the pipe employed. The impulse waves discharged from the divergent pipe are stronger than those from the straight pipe, while the impulse waves of the convergent pipe are weaker than those from the straight pipe. It is found that the convergent pipe can play a role of a passive control to reduce the peak pressure of the impulse wave. The present computations represent the experimented impulse waves with a good accuracy.

1. 서 론

노즐이나 오리피스 등을 통하여 고압의 유체가 순간적으로 방출될 때 발생하는 펄스제트는 주변을 향해 강한 펄스파를 발생시킨다. 이와 같은 펄스파 현상은 고압가스의 배관계를 비롯한 동력엔진의 배기계, 대포 및 총기류, 고속철도의 터널 등과 같은 다양한 비정상 내부유동 장치에서 경험할 수 있다.⁽¹⁾ 특히

강력한 세기의 충격성 소음을 유발시키는 펄스파는 피크압력이 매우 높기 때문에 주변 생태계나 인체에 나쁜 영향을 미치게 됨은 물론이거니와 심한 경우 주변 구조물을 진동파괴시킬 수도 있다. 따라서 이에 대한 적절한 대응책이 요구되고 있으며, 최근까지도 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.^(2,3)

한편 이와 같은 펄스파 방출에 기인한 충격성소음 문제의 해결과는 별도로 최근에 들어와서 매우 강한 강도의 펄스파를 공업적으로 유용하게 이용하려는 펄스제트 응용기술이 중요한 공학적 과제로 부상하고 있다. 이것은 펄스제트에 의한 펄스파가 연속제트에 비하여 구동에너지를 대폭 절감할 수 있는 잇점을 가지기 때문이다. 펄스파 응용기술이 쓰이는 대표적인 예로는 펄스제트를 이용한 고효율 연소기 개발,⁽⁴⁾ 펄

† 책임저자, 정희원, 서울산업대학교 기계공학과

E-mail : Ldh@snut.ac.kr

Tel : (02) 970-6331, Fax : (02) 949-1458

* 서울산업대학교 기계공학과

** 안동대학교 기계공학과

*** 충남대학교 기계공학과

스제트 필터장치⁽⁵⁾ 및 펄스제트 크리닝⁽⁶⁾ 등이 있다. 특히 화력발전소나 반도체와 같은 산업분야에서는 오염방지와 표면청소를 목적으로 이미 펄스제트 장치가 실용화되고 있다.⁽⁷⁾ 그러나 펄스제트 장치의 성능과 펄스파 특성간의 상호관계가 명확하게 규명되어 있지 않은 현재의 상황에서는 펄스제트 방출시 발생하는 펄스파의 start-up 현상만을 이용하고 있을 뿐이며, 펄스제트 장치의 고성능화와 고효율화를 염두에 둔 펄스기구나 장치의 개발을 위한 연구의 시도는 없었다. 단지 최근에 저자들에 의해 발표된 펄스파 강도 증가를 위한 연구결과만이 제시되었을 뿐이다.⁽⁸⁻¹¹⁾ 저자들은 강한 펄스파를 얻기 위한 하나의 방안으로 관출구에 형상이 각기 다른 나팔관과 급확대관을 부착하고 펄스파의 전파특성을 구한 연구에서 확대부 벽면에서 반사한 충격파가 펄스파의 강도를 증가시키는 주된 요인임을 규명하고, 급확대관과 나팔관 모두 펄스파 강도증가와 더불어 펄스파 강도를 제어할 수 있는 매우 유용한 장치로 쓰일 수 있음을 확인한 바 있다. 그러나 저자들의 선행연구는 급확대관과 나팔관의 상류측 관내부에서 약한 충격파를 발생시켜 전파시킨 경우였으며, 본 연구에서와 같이 압축파의 전파에 대해서는 검토하지 않았다. 특히 본 연구에서와 같이 압축파가 관내를 전파할 때 관출구의 형상이 정반대인 확대관과 축소관의 확대부 및 축소부에서 발생하는 파동현상이 관출구로 방출되는 펄스파의 전파특성에 어떠한 영향을 미치는지를 규명하는 것은 펄스기구의 개발 뿐만아니라 파동현상에 대한 물리적인 이해를 위해서도 대단히 흥미로운 연구의 관심사가 아닐 수 없다.

따라서 본 연구에서는 축소관과 확대관의 출구로 방출되는 펄스파의 전파특성을 파악할 목적으로 관내를 전파하는 초기압축파의 과잉압력과 파장의 크기를 변화시키면서 펄스파의 압력을 측정하고 수치계산하였다. 실험은 충격파관을 이용하였으며, 수치계산은 Harten-Yee의 TVD법⁽¹²⁾을 이용하여 관출구로 방출된 펄스파의 압력파형과 피크압력을 구하였다. 또 직관에 대해서도 수치계산과 실험을 수행하여 축소관과 확대관의 결과값과 비교하였다.

2. 실험

본 실험에서는 Fig. 1과 같은 관지름 66 mm의 원

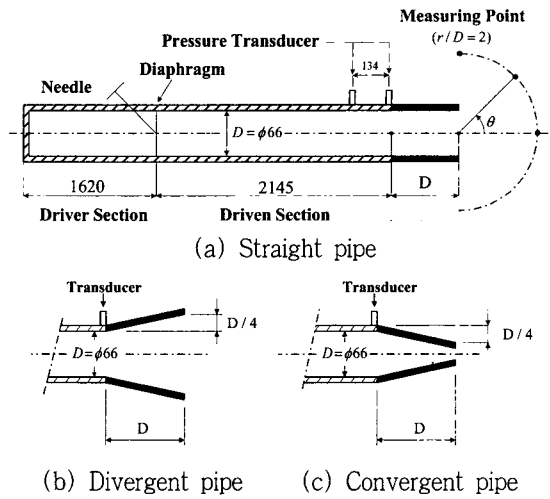


Fig. 1 Shock tube facility and test pipes

형 강관으로 제작된 대기개방형 충격파관을 이용하였다. 충격파관은 고압실과 저압실로 구분되어 있으며, 각각의 길이는 1620 mm와 2150 mm이다. 충격파관의 저압실 끝에는 본 연구에서 수행하고자 하는 확대관, 축소관 그리고 직관을 부착하였다. 확대관과 축소관 그리고 직관의 길이는 충격파관의 지름 D 와 같게 하였다. 또 축소관과 확대관의 출구지름은 Fig. 1에서 보듯이 관출구가 $D/4$ 크기만큼 축소와 확대가 되도록 제작하였다.

압축파 발생은 충격파관의 고압실에 대기압보다 약간 높은 압력의 건조공기를 충전시켜 고압실과 저압실 사이에 위치한 격막을 격침으로 파괴하게 되면, 고압실의 공기가 저압실로 급속히 유입하여 저압실 입구에서 압축파가 형성하게 된다. 압축파의 특성값은 압축파의 과잉압력, 파면의 최대 압력구배 그리고 파장 등의 인자로 결정되지만,⁽¹³⁾ 실험적으로 압축파면의 최대 압력구배를 임의로 조절하는 것은 매우 어렵다. 최대 압력구배는 고압실의 압력외에도 파막상태, 파막시간, 파막종류, 작동기체의 종류, 관로의 등가직경 등의 영향을 받게 되므로,⁽¹⁴⁾ 본 연구에서는 압축파의 과잉압력과 파장만을 변화시키면서 실험하였다. 충격파관의 파막장치를 이용하여 얻을 수 있는 압축파의 과잉압력은 고압실의 압력조절만을 통해서 제어 가능 하지만, 필요한 압축파의 파장과 과잉압력을 동시에 만족하는 압축파형을 얻는데에는 실험에 많은 시간이 소요된다. 특히 압축파의 파장은 파막시간과 파막재료 그리고 작동기체 온도를 비롯한 다수의 영

향을 받으므로 재현성 있는 실험결과를 얻기 위해서는 수 많은 반복실험이 필요하다. 본 연구에서는 파막재료로 두께 0.03 mm인 셀로판 시트를 이용하였으며, 고압실 압력을 조절하면서 수백차례의 실험을 반복수행하여 압축파의 특성값을 구하였다.

한편 파막시에 충격파관내에서 발생한 압축파의 과잉압력과 파장을 측정하기 위하여 축소관과 확대관 입구경계로부터 상류측 134 mm 지점에 압력센서(PCB pressure transducer 112A21)를 설치하였다. 이 지점에서 측정된 압축파형을 기준파형인 초기압축파형으로 하였다. 또 확대관과 축소관의 관입구 경계부를 전파하는 압축파의 특성을 조사하기 위해 각 관의 출구로부터 $x/D = -1$ 인 지점을 전파하는 압축파의 압력파형도 측정하였다. 그리고 관출구로 방출되는 펄스파의 압력은 관출구중심으로부터 $r = 2D$ 떨어진 관측방향($\theta = 0^\circ$)과 반경방향 $\theta = 45^\circ$ 및 $\theta = 90^\circ$ 에서 측정하였다. 펄스파의 압력측정시에 유동장의 외란을 가능한 최소화시키기 위하여 선단이 뾰족한 췌기형 지지대에 압력센서를 장착하였다. 압력센서로부터 얻어진 모든 출력신호는 직류증폭기를 거쳐 증폭된 다음에, 파형기록장치에 저장됨과 동시에 컴퓨터로 전송된다. 또한 측정에 들어가기 전에 압력센서의 동적/정적 검정을 통하여 오차를 확인해 본 결과 고압실에서 오차는 거의 무시할 수 있었으나, 저압실내를 전파하는 압축파와 대기로 전파하는 펄스파의 압력측정에는 약 2%의 오차가 발생하였다.

3. 수치해석

본 연구에서는 비정상 축대칭 압축성 유동방정식에 Harten-Yee의 TVD법⁽¹²⁾을 적용하여 Fig. 2에 도시된 유동장을 수치계산하였다. 도시된 유동장에서 보듯이 수치계산의 상류경계는 관출구면을 기준하여 $x/D = -15$ 인 위치로 하였으며, 하류경계는 관출구면으로부터 10D로 설정하였다. 또한 상류경계에서는 유입유동 조건, 하류경계는 유출유동 조건 그리고 모든 고체벽면에는 slip-wall 조건을 적용하였으며, 대칭성을 고려하여 중심축을 기준으로 하여 상반부만을 계산영역으로 취하였다. 수치계산시의 계산격자는 $\Delta x = \Delta y = D/70$ 인 정방형 격자로 하였다.

한편 초기압축파는 식 (1)과 같이 정의된 압축파⁽¹³⁾가 관출구로부터 $x/D = -3$ 인 상류지점에서 출구

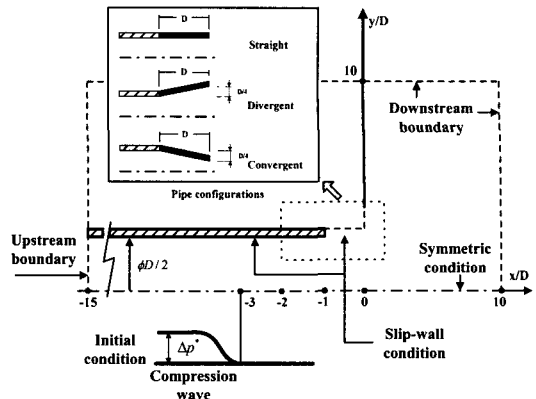


Fig. 2 Computational domain and boundary conditions

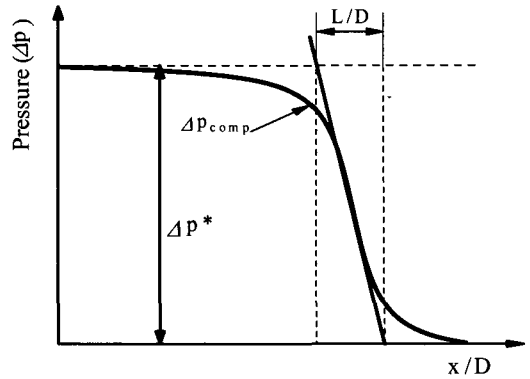
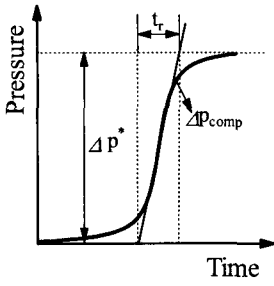


Fig. 3 Definition of the initial compression wave
를 향해 전파하는 것으로 가정하였다.

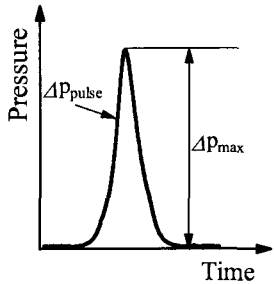
$$\frac{\Delta p_{comp}}{p_a} = \frac{\Delta p^*}{p_a} \left[\frac{1}{2} - \frac{1}{\pi} \tan^{-1} \left\{ \frac{\pi D}{L} \left(\frac{x}{D} + \frac{10}{3} \right) \right\} \right] \quad (1)$$

식 (1)에서 L/D 그리고 Δp^* 는 초기압축파의 특성을 결정짓는 인자로서 Fig. 3에 정의된 바와 같이 Δp_{comp} 는 관내를 전파하는 초기압축파의 압력, L/D 는 관지름 D 로 무차원화된 압축파의 파장, Δp^* 는 압축파의 과잉압력 그리고 p_a 는 대기압을 뜻한다.

초기압축파를 시간영역에서 정의하면 Fig. 4의 (a)와 같이 표현할 수 있다. 시간영역에서 압축파의 최대 압력구배는 상승시간 t_r 과 밀접한 관련이 있으며, 이것은 공간영역에서 정의한 압축파의 파장과 반비례 관계를 갖는다.⁽¹³⁾ 그리고 시간영역에서 정의된 초기압축파의 파형 Δp_{comp} 를 시간으로 미분하면, Fig. 4의 (b)와 같은 펄스파의 파형 Δp_{pulse} 가 구해지며 Δp_{max}



(a) Compression wave



(b) Impulse wave

Fig. 4 Comparison of the compression and impulse waves in a time domain

는 펄스파의 피크압력을 나타낸다. 또 식 (1)을 이용하여 초기압축파의 파장 L/D 를 변화시키면서 초기압축파의 압력파형을 구하여 보면 압축파의 파장이 길어질수록 압력구배는 점차 완만하게 되고, 압축파의 파장이 짧아질수록 압력구배는 급격하게 됨을 알 수 있으며, 파장 0.5이하인 초기압축파는 그 전파특성이 충격파형에 가깝다는 연구내용을 저자들의 연구문헌에서 보고한 바 있다.⁽¹³⁾ 따라서 본 연구에서는 초기압축파의 파장을 $L/D=0.5\sim 2.5$ 범위로 하여, 세가지의 과잉압력 $\Delta p^*=5.8$ kPa, $\Delta p^*=7.0$ kPa 그리고 $\Delta p^*=7.6$ kPa를 갖는 압축파에 대하여 수치계산과 실험을 수행하였다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 5는 확대관 및 축소관의 관입구 경계부를 통과하는 압축파의 동적거동을 알아보기 위하여 전파시간에 따른 압력파형 변화를 수치계산하고 측정값과 비교한 것이다. 측정점은 관입구 경계부인 $x/D=-1$ 지점이며, 동일지점에서 구한 직관의 결과도 함께 도시하였다. 또 관내를 전파하는 초기압축파의 과잉압력

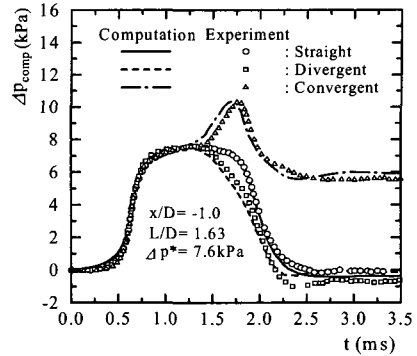


Fig. 5 Comparison of the computed and measured pressure wave forms at $x/D=-1$

과 파장은 각각 $\Delta p^*=7.6$ kPa 그리고 $L/D=1.63$ 이며, 횡축의 시간 t 는 각 관의 출구로부터 $x/D=-3$ 인 위치에서 출구를 향해 전파하는 초기압축파의 전파시간을 나타내며, 종축의 압력 Δp_{comp} 는 $x/D=-1$ 지점을 통과하는 압축파의 압력값을 나타낸다.

결과에서 보듯이 $x/D=-1$ 지점에서의 압축파의 동적거동은 관출구형상과 관계없이 거의 동일한 상승시간 동안에 같은 크기의 압력정점에 도달하지만, 정점 이후의 압축파의 동적거동은 관출구형상에 좌우되어 크게 변화하는 것을 알 수 있다. 먼저 직관에 대한 압력파형 결과를 보면 관내를 전파하는 압축파와 관출구에서 발생하여 상류측으로 전파하는 팽창파로 인해 압력상승 후에 일정시간 압력정점을 유지하다가 다시 압력이 감소하는 동적거동을 나타낸다. 확대관의 경우도 이와 유사한 동적거동을 보이며, 다만 관의 입구단면이 $x/D=-1$ 지점부터 확대됨으로 말미암아 직관보다 다소 더 이른시간에 압력이 강하되는 것만이 다르다. 그러나 축소관의 경우는 앞서 토의한 두 가지 관의 결과와는 달리 전파시간 $t=1.3$ ms이후에서 압축파가 재차 압축되었다가 감소하는 매우 특이한 동적거동을 나타내며, 또 최종적인 압력감소폭이 직관이나 확대관의 압력강하폭 만큼 크지 않음을 볼 수 있다. 이와 같이 축소관 입구경계부에서 압력이 재차 압축되어 압축파의 압력이 증가하는 것은 관출구를 향하여 전파하는 압축파와 축소관 벽면에 충돌하여 상류측으로 전파하는 강한 반사압축파와의 상호간섭된 결과로 볼 수 있으며, 이를 입증할 파동전파 과정이 Fig. 8에 제시된다. 또 압력강하폭이 직관이나 확대관만큼 크지 않은 것은 축소관 벽면에 충돌되어

상류측으로 전파하는 반사압축파 때문에 관출구로 방출하는 압축파의 세기와 관출구모서리에서 발생하여 상류측으로 전파하는 팽창파의 세기가 약화되었기 때문이다. 이상과 같은 압축파의 동적거동에 대한 수치계산값과 측정값을 관출구 형상별로 서로 비교해 보면 직관의 경우는 모든 시간영역에서 비교적 잘 일치하고 있으나, 축소관과 확대관의 경우는 $t=1.3\text{ ms}$ 이후에서 측정값이 수치계산값보다 시간지연되어 두 값 간에 다소의 시간차이가 발생하는 것을 볼 수 있다. 이와 같은 시간차이는 실험에서는 충격파관의 파막에 소요되는 시간이 유한하고 3차원유동인데 반하여, 수치계산에서는 순간파막을 가정하고 축대칭으로 계산하였기 때문이다.

Fig. 6부터 Fig. 8까지 제시된 결과는 압축파가 직관, 확대관 그리고 축소관내를 전파하여 대기중의 펄스파로 방출되기까지의 파동전파 과정을 수치계산한 등압선도이다. 수치계산시의 초기압축파의 과잉압력과 파장은 $\Delta p^* = 5.8\text{ kPa}$ 와 $L/D = 1.0$ 이며, 등압선도상의 등압선 간격은 $\Delta p/p_a = 0.0012$ 이다.

먼저 Fig. 6에 도시한 직관에 대한 결과에서 전파 시간 $t=1.011\text{ ms}$ 일 때는 압축파의 중심이 관내에 있는 것을 볼 수 있다. 그러다가 시간이 경과되어 $t=1.350\text{ ms}$ 가 되면 관출구로부터 구면파 형태의 펄스

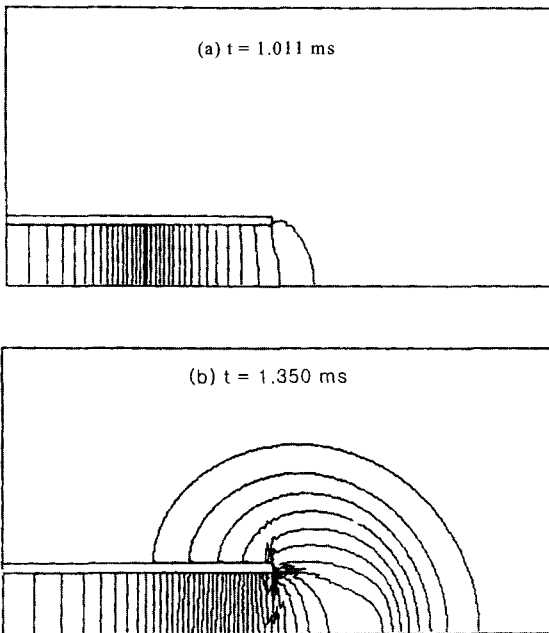


Fig. 6 Pressure contours for the straight pipe

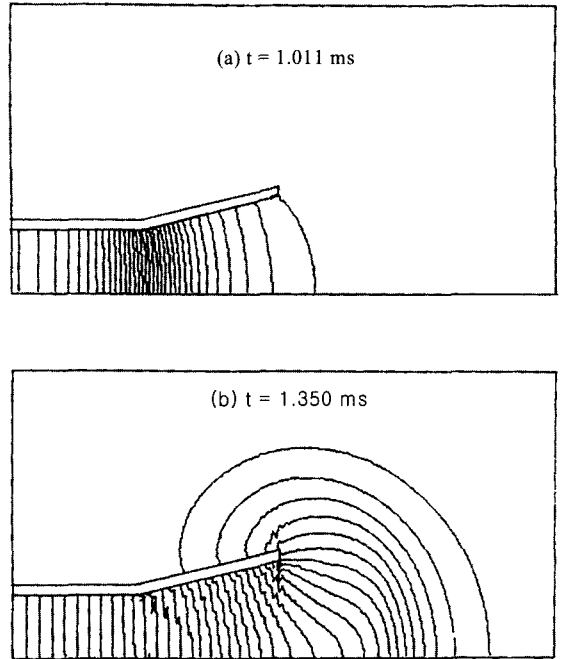


Fig. 7 Pressure contours for the divergent pipe

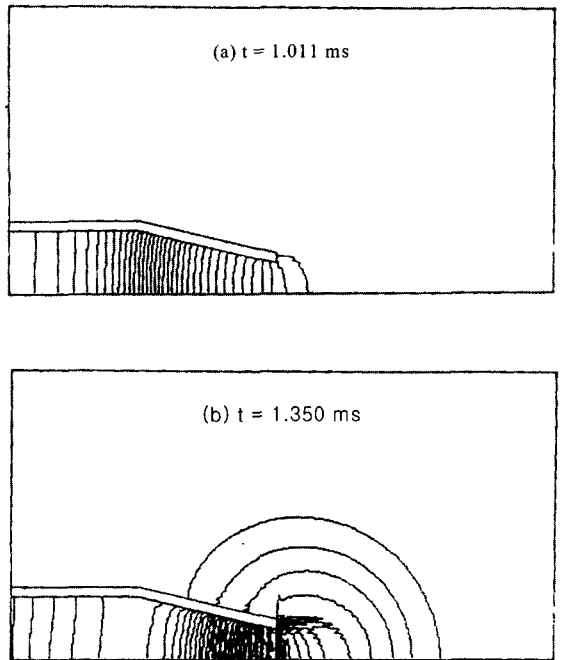


Fig. 8 Pressure contours for the convergent pipe

파로 방출되어 대기중으로 전파하게 된다.

확대관의 결과인 Fig. 7에서는 펄스파의 등압선 간

직관이 직관보다 더 조밀해진 것을 볼 수 있다. 이것은 확대관으로부터 방출된 펄스파가 직관보다 더 강하다는 것을 의미하며, 이를 확인시켜 주는 결과들이 Fig. 9 ~ Fig. 11에 제시된다. 이와 같이 확대관으로부터 방출된 펄스파가 강하게 되는 것은 Fig. 7의 그림 (c)에 도시된 파동방향과 형태를 고려해 볼 때 확대 비면상에서 반사된 압축파와 출구방향으로 전파하는 압축파가 상호간섭하였기 때문이다. 이와 유사한 파동 현상을 저자들이 수행한 급확대관 및 나팔관으로부터 방출된 펄스파의 전파과정을 촬영한 쉐리렌 결과^(8,9,11)에서도 확인한 바 있다. 그러나 축소관의 결과인 Fig. 8에 도시된 $t=1.350$ ms일 때의 전파특성을 동일한 전파시간대의 Fig. 6 및 Fig. 7에 도시된 두 결과와 비교해 보면 대기중으로 방출된 펄스파의 강도가 매우 약화되었을 뿐만아니라 전파범위도 크게 감소한 것을 알 수 있다. 이것은 Fig. 5에서도 토의한 바 있듯이 단면축소로 인해 관내를 전파하는 압축파의 상당부분이 축소관 벽면에 충돌되어 상류측으로 반사되었기 때문으로, Fig. 8에 제시된 축소비면상에서의 파동의 파면방향이 상류측으로 향하고 있는 것이 이를 뒷받침 해주고 있다.

Fig. 9는 확대관과 축소관으로부터 방출된 펄스파의 동적거동을 알아보기 위하여 전파시간에 따른 펄스파의 압력변화를 전파방향별로 측정하여 수치계산 값과 상호비교한 결과이다. 측정점은 관출구로부터 $r/D=2$ 인 위치에서 관축방향인 $\theta=0^\circ$ 와 반경방향인 $\theta=45^\circ$ 및 $\theta=90^\circ$ 이며, 동일지점에서 구한 직관에 대한 결과값도 함께 도시하였다. 또 관내를 전파하는 초기압축파의 과잉압력과 파장은 각각 $\Delta p^*=7.6$ kPa 과 $L/D=1.63$ 이다. 먼저 Fig. 9에 도시된 모든 결과들을 보면 확대관의 경우가 펄스파의 피크압력이 가장 높고, 축소관의 경우가 가장 낮다는 것을 알 수 있다. 이와 같이 확대관에서의 펄스파의 피크압력이 직관이나 축소관보다 더 높은 것은 Fig. 7의 결과에서도 토의하였듯이 출구를 향해 전파하는 압축파와 확대비면상에서 반사된 압축파와의 상호간섭이 펄스파의 세기를 증가시키는 주된 요인으로 작용하였기 때문이다. 또 반경방향으로 갈수록 출구형상에 따른 압력값의 차이는 점차 작아지는데, 이것은 펄스파가 관축방향으로만 강하게 전파하는 지향성을 갖기 때문이다. 특히 펄스파의 압력정점에 도달하는 상승시간이 축소관에 비해 직관과 확대관의 경우가 더 짧다는 것을 알 수

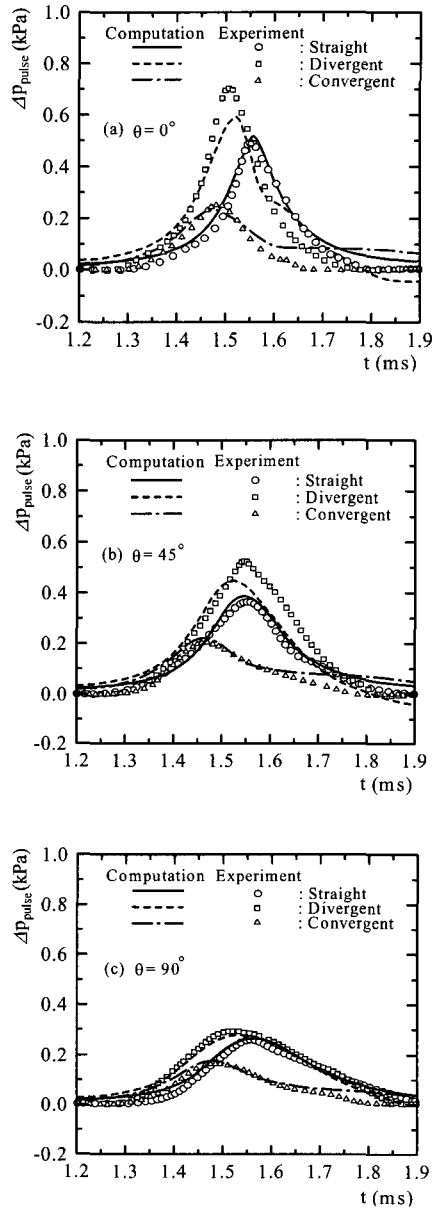


Fig. 9 Comparison of the computed and measured impulse waves at $r/D=2$

있다. 그리고 측정점이 각 관의 관출구로부터 같은 거리에 위치하고 있음에도 불구하고, 펄스파의 피크압력점의 시간이 축소관, 확대관 그리고 직관의 순서로 시간차이를 보이는 것은 관출구 형상에 따른 파동속도의 차이가 결과에 반영되었기 때문이다. 즉 축소관의 경우는 출구단면의 감소로 인해 파동속도가 빠른 반면에, 확대관의 경우는 단면확대로 축방향의 파동속

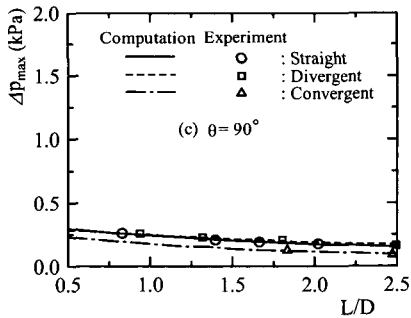
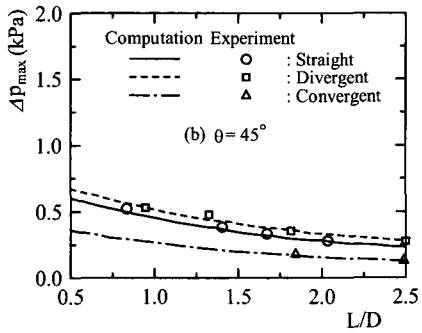
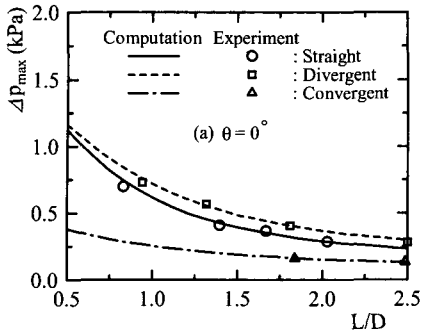


Fig. 10 Relationship between Δp_{max} and L/D
($\Delta p^* = 5.8 \text{ kPa}$, $r/D = 2$)

도가 축소관보다 늦고 직관보다는 빠르게 된다.

또 Fig. 9의 결과에서 수치계산값과 측정값을 비교해 보면 직관과 축소관으로부터 방출된 펄스파의 피크압력은 모든 전파방향에서 비교적 잘 일치하고 있으나, 확대관의 경우는 전파방향에 따라 측정값과 계산값간의 차이정도가 서로 다르게 된다. 즉 $\theta = 90^\circ$ 방향에서의 측정값과 계산값은 거의 모든 시간영역에서 잘 일치하고 있으나, 축방향에서의 측정값과 계산값은 피크압력값에서 최고 약 120 Pa 정도의 차이를

나타낸다. 이것은 확대관의 입구경계와 벽면상에서 야

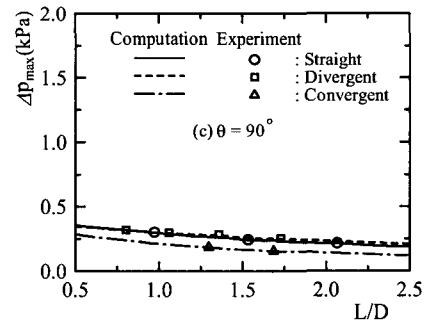
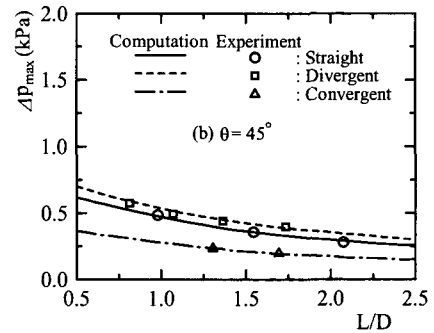
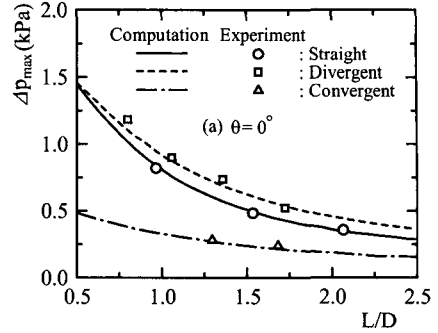


Fig. 11 Relationship between Δp_{max} and L/D
($\Delta p^* = 7.0 \text{ kPa}$, $r/D = 2$)

기되는 압축파의 반사와 팽창, 회절 및 감쇠현상과 같은 파동현상이 실제 수치계산에서 적절히 묘사되지 못한 것으로 사료된다.

Fig. 10과 Fig. 11은 초기압축파의 과잉압력을 각각 $\Delta p^* = 5.8 \text{ kPa}$ 과 $\Delta p^* = 7.0 \text{ kPa}$ 로 일정하게 유지시킨 상태에서 초기압축파의 파장만을 변화시키면 서 직관, 확대관 그리고 축소관으로부터 방출된 펄스파의 피크압력을 측정하고 수치계산값과 비교한 결과이다.

제시된 모든 결과에서 보듯이 초기압축파의 모든 파상범위내에서 직관이나 축소관보다는 확대관으로부터 방출된 펄스파의 피크압력이 가장 높다는 것을 알 수 있다. 특히 펄스파는 초기압축파의 과잉압력과 파장에 의존하며, 과잉압력이 낮을수록 그리고 파장이 길어질수록 피크압력은 감소하며, 지향성이 가장 강한 관측 방향에서 그 감소폭이 더 크다는 것을 알 수 있다. 이상의 연구결과에서 확대관내를 압축파가 전파하더라도 선행연구^(8,9,11)에서의 충격파가 전파할 때와 마찬가지로 펄스파의 강도가 증가한다는 사실을 알 수 있었다. 따라서 확대관은 직관과 축소관에 비해 펄스파 강도를 증강시킬 수 있는 매우 유용한 펄스기기 요소인 것으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 축소관 및 확대관 출구로 방출되는 펄스파의 전파특성을 관내의 압축파 전파특성과 연관 지어 해명할 목적으로 초기압축파의 과잉압력과 파장을 변화시키면서 펄스파의 압력을 측정하고 수치계산 하였다. 실험과 수치계산 결과로부터 축소관과 확대관 출구로 방출된 펄스파는 관내의 압축파 전파특성과 매우 밀접한 관련이 있음을 알았다. 즉 축소관의 경우는 압축파가 축소벽면에 충돌하여 상류측으로 반사함에 따라 관출구로 방출된 펄스파의 세기는 약해지는 반면에, 확대관의 경우는 선행연구^(8,9,11)의 충격파 전파매와 마찬가지로 관출구를 향해 전파하는 압축파와 확대벽면에서 반사된 압축파와의 상호간섭으로 인하여 직관이나 축소관보다 더 강한 펄스파를 방출시킨다. 따라서 확대관은 축소관에 비해 펄스파의 강도를 증강시킬 수 있는 매우 유용한 펄스기기 요소임을 알았다. 또 축소관, 확대관 그리고 직관으로부터 방출된 펄스파는 초기압축파의 과잉압력과 파장에 의존하며, 과잉압력이 낮을수록 그리고 파장이 길어질수록 피크압력은 감소하였으며, 특히 피크압력 감소폭은 관출구 형상과 관계없이 지향성이 강한 관측방향에서 가장 크다는 것을 알았다.

참 고 문 헌

(1) Raghunathan, S., Kim, H. D. and Setoguchi, T., 1998, "Impulse Noise and its Control," Progress

in Aerospace Science, Vol. 34, pp. 1~44.

(2) Kim, H. D. and Setoguchi, T., 1999, "Study of the Discharge of Weak Shocks from an Open End of a Duct," Journal of Sound and Vib., Vol. 226, No. 5, pp. 1011~1028.

(3) 김희동, Setoguchi, T., 1996, "고속철도 터널출구에서 발생하는 충격성 소음의 저감을 위한 실험적 연구," 대한기계학회 논문집(B), 제 20 권, 제 7 호, pp. 2375~2385.

(4) Kentfield, J. A. C., 1993, Nonsteady, One-dimensional, Internal Compressible Flows (Theory and Applications), Chap. 7, Oxford University Press.

(5) Klingel, R. and Loffler, F., 1983, "Dust Collection and Cleaning Efficiency of a Pulse Jet Fabric Filters," Proc. of the Filtration Society, Vol. 20, pp. 205~208.

(6) Morris, W. J., 1984, "Cleaning Mechanisms in Pulse Jet Fabric Filters," Proc. of the Filtration Society, Vol. 21, pp. 52~54.

(7) Smedly, G. T., Phares, D. T. and Flagan, R. C., 1998, "Entrainment of Fine Particles from Surfaces by Impinging Shock Waves," Experiments in Fluids, Vol. 26, pp. 116~125.

(8) 이동훈, 김희동, 강성황, 2001, "펄스파 강도증가를 위한 피동제어," 한국소음진동공학회지, 제 11 권, 제 2 호, pp. 241~248.

(9) Kim, H. D., Lee, J. H. and Lee, D. H., 2000, "Study of Impulse Wave Augmentation," Proceedings of the First National Congress on Fluids Engineering, September 1-2, Muju, Korea, pp. 183~186.

(10) 이동훈, 주경민, 김현섭, 김희동, 2001, "축소/확대관 출구로부터 방출되는 펄스파에 관한 연구," 대한기계학회 추계학술대회 논문집 B권, pp. 640~645.

(11) Kim, H. D., Setoguchi, T. and Kashimura, H., 2001, "Augmentation of the Magnitude of the Impulsive Wave Discharging from a Tube," Journal of Mechanical Engineering Sciences, IMechE Part C, 215, pp. 191~199.

(12) Yee, H. C., 1987, "Upwind and Symmetric

Shock Capturing Schemes," NASA TM-89464.

(13) 이동훈, 김희동, 이명호, 박중호, 2002, "관측구로부터 방출하는 펄스파 특성에 관한 연구," 한국소음진동공학회 논문집, 제 12 권, 제 1 호, pp. 48~

56

(14) 김희동, 허남건, Setoguchi, T., 1997, "두 연속 터널을 전파하는 압축파의 실험적 연구," 대한기계학회논문집(B), 제 21 권, 제 10 호, pp. 1294~1302.