

엔진 배기 소음기내를 전파하는 약한 충격파에 관한 연구

Study of the Weak Shock Wave Propagating inside an Engine Exhaust Muffler

이 동 훈† · 권 용 훈* · 김 희 동*

D.H. Lee, Y.H. Kweon and H.D. Kim

(2002년 2월 22일 접수 ; 2002년 5월 24일 심사완료)

Key Words : Compressible Flow(압축성 유동), Shock Wave(충격파), Exhaust Muffler(배기 소음기), Impulse Noise(충격성 소음), Pulse Jet(펄스제트), Unsteady Flow(비정상 유동)

ABSTRACT

The present study addresses a computational work of the weak shock wave propagating inside an automobile exhaust muffler. Several different types of the silencer systems are employed to investigate the magnitude of the shock wave during propagating through them. The initial shock wave Mach number M_s is varied between 1.01 and 1.30, and a normal shock wave is given at the inlet of the silencer systems. The second order total variation diminishing scheme is employed to solve the two dimensional, compressible, unsteady, Euler equations. The present computational results are compared with the previous experimental ones available. The present computations predict the experimental results with a quite good accuracy. Of the four silencer systems applied, the most desirable silencer system to reduce the peak pressure at the exit of the exhaust pipe is discussed from the point of view of the engineering design of the silencer systems.

1. 서 론

실제 엔진에서 배기밸브를 통하여 순간적으로 고압의 연소가스가 방출될 경우 압력파가 발생하게 되고 이로 인해 매우 강력한 세기의 충격성 소음이 전파하게 된다. 충격성 소음은 통상의 정상소음보다 훨씬 낮은 주파수와 매우 높은 피크압력 특성을 갖기 때문에 환경소음의 영향범위를 크게 확대시키고, 심한 경우 배기계를 진동/파괴시키는 주요한 원인이 되기도 한다. 이와 같은 특성을 갖는 충격성 소음은 차량 및 각종 동력기관의 배기관뿐만 아니라 고압가스의 배관계, 화기류 그리고 고속열차/터널시스템 등과 같은

다양한 비정상 내부유동장치에서도 발생되고 있다.^(1,2) 따라서 이에 대한 적절한 대응책이 절실히 요구되고 있으며, 최근까지 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.^(3,4) 그러나 충격성 소음에 관한 대부분의 연구는 주로 대포나 총기류 그리고 고속열차/터널시스템을 대상으로 진행되어 왔으며,^(5,6) 차량이나 동력기관의 배기계를 전파하는 충격성 소음원인 충격파에 관한 연구는 극히 제한된 연구결과만이 제시되고 있다.

차량 배기관의 충격파 전파에 관한 연구로는 Davies,⁽⁷⁾ Matsumura등,⁽⁸⁾ Sekine등^(9,10) 그리고 Sakamoto등⁽¹¹⁾의 연구가 있다. Davies는 일찍이 선형 음향이론과 충격파이론을 이용하여 소음기의 소음성능을 비교한 연구에서 충격파 강도가 클 경우 충격파이론으로 소음기성능을 더 정확히 말할 수 있음을 보고한 바 있다. 그러나 Davies의 연구는 배기소음기의 성능예측에 충격파이론을 적용하여 그 타당성을 검증하기 위한 것이었으므로, 배기관내의 충격파의 전파거

† 책임저자, 정회원, 서울산업대학교 기계공학과
E-mail : Ldh@snut.ac.kr

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

* 안동대학교 기계공학부

동에 대해서는 자세히 다루지 않았다. 배기관내의 충격파 전파거동을 보다 구체적으로 다룬 실제적인 연구로는 Matsumura등, Sekine등 그리고 Sakamoto등이 있다. Matsumura등은 충격파관을 이용한 실험과 수치해석을 통해 소음기가 장착되지 않은 단순 배기관내에서의 압력파가 충격파로 천이되는 파동전파과정에 대하여 고찰하였다. 또 Sekine등은 엔진이 고속회전할 때 소음기내부와 배기관으로 전파하는 충격파를 가시화실험을 통해 확인한 바 있다. 그러나 이들 역시 소음기내의 충격파의 압력변동에 대해서는 조사하지 않았다.

소음기내의 충격파의 압력변동을 보다 체계적으로 조사한 연구로는 최근에 발표된 Sakamoto등의 실험결과를 들 수 있다. Sakamoto등은 소음기로 입사되는 충격파의 실제파형이 펄스형태의 폭발파인 점에 착안하여 폭발파의 실험적모사를 위해 특별히 고안된 충격파관을 제작하여 실험하였다. 이들은 내부구조가 각기 다른 네가지 종류의 팽창형 소음기에서의 충격파 전파과정을 쉐리렌장치를 이용하여 가시화하고 소음기내의 압력변동을 측정하여 고찰하였다. 특히 이들은 엔진 배기계로 방출되는 실제파형과 매우 유사한 형태의 파형을 소음기의 입력파형으로 하여 실험하였으나, 매개변수(충격파 전파마하수 또는 충격파강도) 값을 폭넓게 변화시킬 수 없는 실험의 어려움 때문에 소음기내의 충격파 전파과정과 압력변동 등을 체계적으로 조사하고 분석하지는 못하였다.

따라서 본 연구에서는 충격파 전파마하수를 폭넓게 변화시키면서 소음기내의 충격파 전파과정과 압력변동 등을 수치해석을 통하여 체계적으로 조사분석하고자 한다. 특히 소음기내의 파동전파현상에 대한 보다 분명한 물리적 이해를 얻기 위하여 소음기내의 충격파 전파과정에 대한 수치계산결과를 쉐리렌/샤도우그래프(Schlieren/Shadowgraph)로 변환하여 쉐리렌 동영상결과를 구하였다. 이와 같이 얻어진 쉐리렌 영상결과를 Sakamoto등의 실험으로 구한 쉐리렌 가시화결과와 상호비교하였다. 수치계산은 2차원 비정상 압축성 유동방정식에 TVD법⁽¹²⁾을 적용하여 Sakamoto등이 실험한 소음기와 동일한 제원의 팽창형 소음기 4종류에 대하여 수행하였다. 또 소음기내의 충격파의 동적거동을 조사하기 위하여 소음기내부 4지점에서의 압력파형을 수치계산으로 구하여 Sakamoto등에 의해 수행된 실험결과⁽¹¹⁾와 비교 고찰하였다. 수치계산에

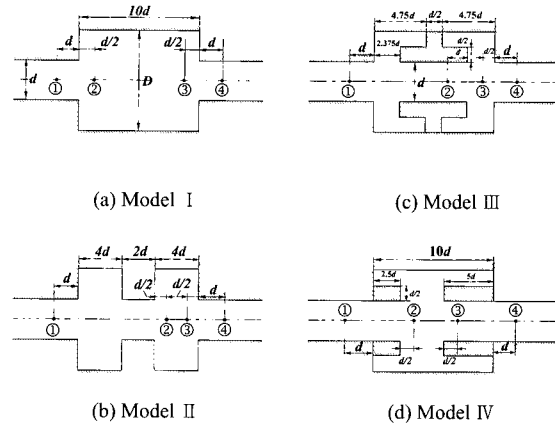


Fig. 1 Several types of exhaust muffler applied in computation

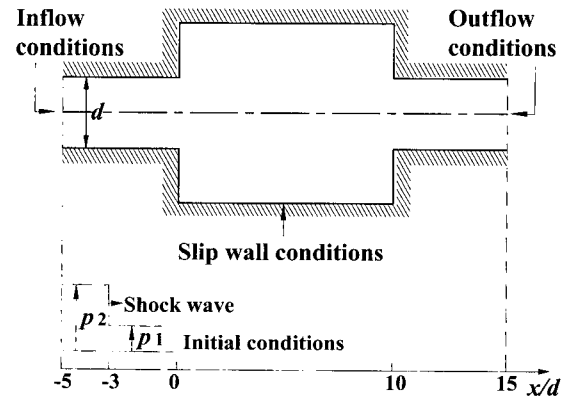


Fig. 2 Boundary and initial conditions for computation

서의 충격파 전파마하수 범위는 Sakamoto등의 실험조건보다 넓은 범위인 1.01~1.30으로 하였다.

2. 수치계산

수치계산용 소음기는 Fig. 1에 도시된 바와 같이 내부구조가 각기 다른 팽창형 소음기 4종류로서 소음기 제원은 Sakamoto등에 의해 수행된 소음기의 크기와 동일하게 입구관 지름 d 는 20 mm 그리고 공동지름 D 는 80 mm로 하였으므로 단면확대비 $D/d=4$ 가 된다.

소음기 형식은 Fig. 1에서와 같이 소음기의 입구와 출구사이에 단일공동(single cavity)만을 갖는 경우를 모델 I, 공동과 공동이 연결관으로 연결된 이중공동을 갖는 경우를 모델 II, 공동중간부에 입/출구관과

같은 크기의 동심관이 있는 경우를 모델 III 그리고 공동내의 입/출구에 삼입관이 부착된 경우를 모델 IV로 호칭하였다. 또 소음기내부에 표기된 번호는 소음기내를 전파하는 충격파의 압력파형을 구한 계산점의 위치를 나타내며, 이 위치는 Sakamoto등이 실험한 측정점과도 일치한다.

Fig. 2는 수치계산의 계산영역, 경계조건 및 초기조건을 소음기 모델 I에 도시한 것이다. Fig. 2에서 보듯이 초기충격파는 공동입구로부터 상류방향 3d 위치에서 공동을 통과하여 오른쪽 출구관으로 전파하도록 하였으며, 3d 위치에서의 전파시간을 기준시간 0으로 하였다. 수치계산의 상류경계는 공동입구로부터 상류방향으로 5d 그리고 하류경계는 공동출구로부터 하류방향으로 5d로 하였으며, 각각의 경계에 대하여 유입유동조건과 유출유동조건을 적용하였다. 또 소음기를 구성하는 입구관, 공동 그리고 출구관의 고체벽면은 slip wall 조건을 적용하였다.

수치계산에 이용된 충격파 전파마하수는 쉘리렌 영상결과와 충격파의 압력파형을 구할 때는 Sakamoto 등의 실험조건과 동일하게 $M_s=1.1$ 로 하였으며, 소음기 모델별 초기파크압력의 감소정도를 구할 때는 Sakamoto 등의 실험조건보다 넓은 범위의 충격파 전파마하수인 $M_s=1.01\sim 1.30$ 에서 전파마하수를 단계적으로 변화시키면서 지점 ①과 지점 ④에서의 초기파크압력값을 계산하였다. 계산격자는 $\Delta x = \Delta y = D/75$ 크기인 정렬격자 420,000개를 생성하여 수치계산하였다. 소음기 모델 II, 모델 III 그리고 모델 IV의 경우도 모델 I과 동일한 방식으로 수치계산을 행하였다.

한편 소음기내의 충격파 전파특성은 2차원 비정상 압축성 Euler 방정식에 Harten-Yee의 TVD법⁽¹²⁾을 적용하여 해석하였으며, 수치계산에 사용된 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$U = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ e \end{bmatrix}, \quad F = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho uv \\ (e+p)u \end{bmatrix}, \quad G = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho uv \\ \rho v^2 + p \\ (e+p)v \end{bmatrix}$$

식 (1)에서 t 는 시간, ρ 는 기체의 밀도, u 와 v 는 각각 x 방향과 y 방향의 속도성분, γ 는 공기의 비열비, p 는 압력을 나타낸다. 또 식 (1)에서의 e 는 공기

의 단위체적당 전에너지를 나타내며, 전에너지 e 는 다음과 같이 주어진다.

$$e = \frac{p}{\gamma - 1} + \rho \left(\frac{u^2 + v^2}{2} \right) \quad (2)$$

수치계산에서 식 (1)의 각 물리량은 다음과 같은 무차원 상태량으로 다시 쓰여진다.

$$x' = \frac{x}{D}, \quad y' = \frac{y}{D}, \quad u' = \frac{u}{a_1/\sqrt{\gamma}}, \quad v' = \frac{v}{a_1/\sqrt{\gamma}},$$

$$t' = \frac{t}{\sqrt{\gamma}D/a_1}, \quad p' = \frac{p}{p_1}, \quad \rho' = \frac{\rho}{\rho_1}, \quad e' = \frac{e}{p_1} \quad (3)$$

식 (3)에서 a 는 음속, 상첨자(')는 무차원량 그리고 하첨자 1은 관내를 전파하는 충격파 전방의 정지 기체 상태인 대기상태를 의미한다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 3은 Fig. 1에 도시된 단일공동을 갖는 팽창형 소음기(모델 I)의 입구에서부터 출구에 이르기까지의 충격파 전파과정을 전파시간대별로 도시한 것이다. 좌측에 도시한 결과는 쉘리렌 가시화장치로 실측한 결과이며, 우측에 도시한 결과는 수치해석으로 구한 쉘리렌 영상결과이다. 또 그림 (a)~(f)의 결과는 소음기입구에서 공동으로 그리고 그림 (g)~(j)까지의 결과는 공동에서 소음기출구로의 충격파 전파과정을 나타낸 것이다.

충격파 전파과정을 수치계산한 쉘리렌 영상결과에서 입구관내를 전파하는 초기충격파가 급확대부인 공동에 도달하면 관모서리에서 vortex발생과 함께 회절로 인하여 파면이 구면인 형태로 공동내부를 전파한다. 또 시간이 경과하여 그림 (f)의 $t=0.77$ ms가 되면 충격파는 공동벽면에 충돌하여 강한 반사충격파를 발생시키며 공동내를 전파한다. 이와 같이 공동벽으로부터의 충돌과 반사를 반복하면서 하류로 전파하는 충격파가 급축소부인 공동출구에 도달하면 충격파의 일부는 공동수직벽에 충돌하여 상류측으로 반사되고, 또 다른 일부는 출구관 모서리에서 vortex를 발생시키면서 출구관내로 전파하게 된다.

한편 충격파 전파과정에 대한 쉘리렌 영상결과를 실측결과와 비교해 보면 다소간의 시간차이가 있음에도 불구하고 두 결과는 비교적 잘 일치하고 있는 것

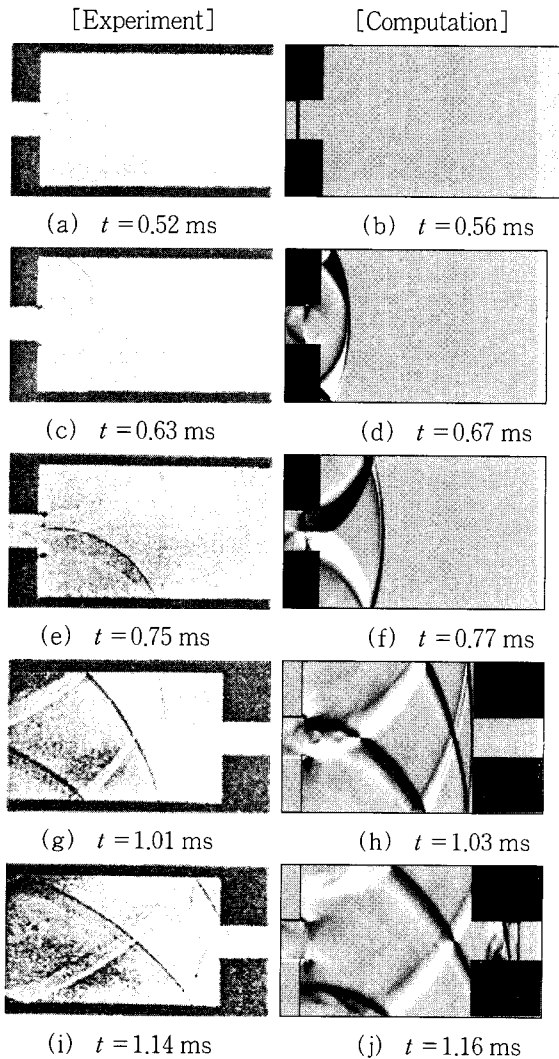


Fig. 3 Experimented⁽¹¹⁾ and computed Schlieren images for model I ($M_s = 1.1$)

을 알 수 있다. 이와 같이 두 결과간에 다소간의 시간차이를 갖는 것은 쉐리렌 영상결과가 실험으로 얻어진 실제의 파형과 가장 유사할 때의 시간으로 수치 계산되었기 때문이다.

Fig. 4는 Fig. 3에서 토의한 모델 I의 소음기내를 전파하는 충격파의 동적거동을 알아보기 위하여 전파 시간에 따른 충격파의 압력파형 변화를 수치계산하고 실측값과 비교한 것이다. 결과에 표기된 번호 ①~④는 Fig. 1의 소음기 모델 I에 표시한 계산점(측정점과 동일위치)을 나타내며, 또 실선은 수치계산값을 그리고 파선은 실측값을 뜻한다.

먼저 소음기 입구관인 ①지점에서의 충격파의 동적

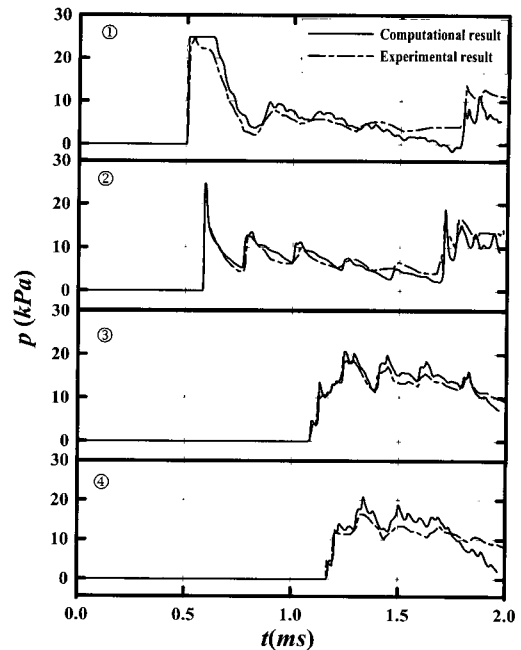


Fig. 4 Pressure variations at several locations inside exhaust muffler (model I and $M_s = 1.1$)

거동을 살펴 보면 관내를 전파하는 충격파와 급확대부인 공동입구 모서리에서 발생하여 상류측 입구관으로 전파하는 팽창파로 인해 압력상승후에 일정시간 압력정점을 유지하다가 다시 압력이 감소하는 동적거동을 보여준다. 이것은 직관출구로 전파하는 충격파의 동적거동과도 같다.⁽²⁾ 또 충격파가 공동내의 ②지점을 통과할 때의 압력파형 결과에서 초기피크압력의 파형이 직관내의 충격파가 대기중으로 방출될 때와 같이 펄스형태의 압력파형으로 되는 것을 알 수 있다. 그리고 초기피크압력 후방에서는 Fig. 3에서도 확인하였듯이 공동벽면으로부터 반사된 충격파에 의해 압력상승과 압력감소가 반복되고 있다. 또 지점 ③에서의 압력파형을 지점 ②의 압력파형과 비교해 보면 지점 ②의 압력파형에서 강하게 나타난 초기피크압력은 지점 ③에 도달하면서 상당히 감소되는 대신에 초기피크 이후의 압력은 시간이 지날수록 크게 증가하는 것을 볼 수 있다.

이와 같이 초기피크압력이 크게 감소하는 것은 공동내를 전파하는 충격파가 벽면과의 반복된 충돌과 반사로 인해 손실이 수반되었기 때문이며, 또 초기피크 이후의 압력이 불규칙적으로 크게 증가하는 것은 벽면에 충돌하여 상류측으로 반사된 충격파와 후속되

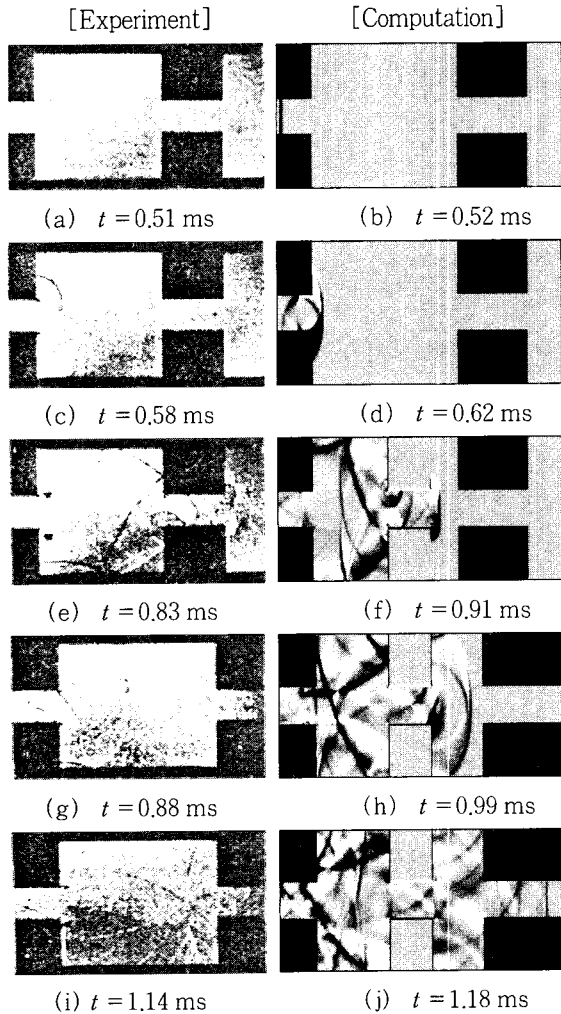


Fig. 5 Experimented⁽¹¹⁾ and computed Schlieren images for model II ($M_s=1.1$)

는 펄스제트와의 상호작용된 결과로 볼 수 있다. 이러한 충격파의 전파형태는 출구관(④지점) 내에서도 계속된다. 한편 지점 ①~④까지의 초기피크압력에 대한 수치계산값과 실측값은 비교적 잘 일치하지만, 피크이후의 압력파형에서는 수치계산값과 실측값간에 차이를 나타낸다. 이것은 공동내에서의 충격파의 반복적인 충돌과 반사, 공동입구에서 발생한 팽창파 등의 복잡한 파동현상과 후속되는 펄스제트와 같은 다수의 요인에 의해 비롯된 실험 또는 수치계산 오차로 볼 수 있다.

Fig. 5는 Fig. 1에 도시된 이중공동을 갖는 팽창형 소음기(모델 II)내에서의 충격파 전파과정을 전파시간대별로 가시화하여 도시한 것이다. 좌측에 도시된

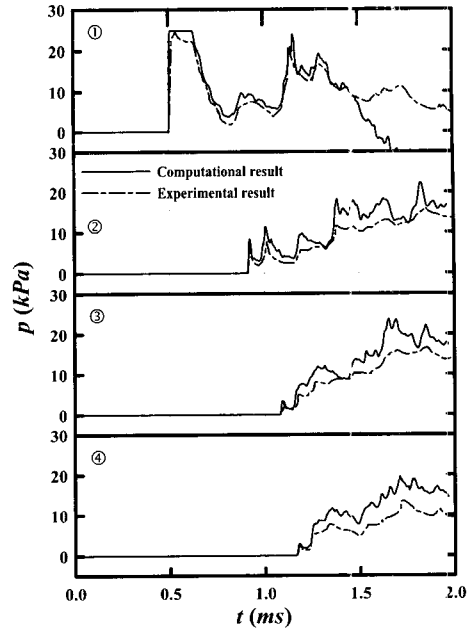


Fig. 6 Pressure variations at several locations inside exhaust muffler (model I and $M_s=1.1$)

결과는 실측한 쉐리렌 가시화결과를 그리고 우측에 도시된 결과는 본 연구의 수치해석으로부터 구한 쉐리렌 영상결과이다. 또 그림 (a)~(f)까지는 소음기입구에서 1차 공동과 연결관 출구까지의 결과를 나타내며, 그림 (g)~(j)까지는 연결관 출구에서 2차 공동과 소음기 출구관까지의 충격파 전파과정을 나타낸 것이다.

제시된 그림 (a)~(f)까지의 쉐리렌 영상결과를 보면 소음기 입구관으로부터 1차 공동까지 전파된 충격파의 형태는 단순한 반면에, 충격파의 파두가 연결관을 통과할 때인 그림 (f)에서는 파의 전파형태가 매우 복잡해지는 것을 볼 수 있다. 즉 충격파의 일부는 공동벽에 충돌되어 상류방향으로 반사되고, 나머지는 연결관 입구모서리에서 vortex를 발생시키며 2차 공동을 향해서 전파한다. 또 2차 공동에서 출구관까지의 충격파 전파과정을 나타낸 그림 (h)와 그림 (j)의 쉐리렌 영상결과중에서 그림 (j)의 경우는 연결관 출구모서리에서 발생한 팽창파와 공동벽에 충돌된 반사 충격파의 영향으로 1차 공동에서보다 훨씬 더 복잡한 파동간섭 현상이 나타난다. 이상에서 살펴 본 충격파 전파과정에 대한 쉐리렌 영상결과는 감도가 좋지 않은 (i)의 실측결과를 제외하면 실제의 가시화 결과를 비교적 잘 재현하고 있는 것으로 판단된다.

Fig. 6은 Fig. 5에서 토의한 모델 II의 소음기내를 전파하는 충격파의 압력파형 변화를 수치계산하고 실측값과 비교한 것이다. 결과에 표기된 번호 ①~④는 Fig. 2의 모델 II에 표시된 지점을 뜻한다.

도시된 지점 ①에서의 압력파형은 입구관내를 전파하는 충격파의 동적거동으로서 Fig. 4에 도시된 지점 ①의 결과에서와 같이 관내를 전파하는 충격파와 공동입구 모서리에서 발생한 팽창파의 영향으로 압력이 급격하게 상승한 후에 다시 감소한다. 다만 Fig. 4에 도시된 지점 ①의 결과와 비교해 볼 때 초기피크 이후의 압력파형의 크기가 더 높게 되는 것이 다른데, 이것은 모델 II 소음기의 1차 공동길이가 모델 I 소음기의 공동길이보다 더 짧기 때문에 1차 공동의 하류벽에 충돌하여 상류측으로 반사된 충격파가 다시 입구관내로 전파되어 압력을 재차 상승시킨 것으로 판단된다. 또 2차 공동의 지점 ②와 지점 ③의 압력파형에서도 Fig. 4에서와 같이 펄스형태의 초기피크 압력을 볼 수 있으나, 하류측으로 갈수록 피크압력의 진폭은 점차 감소하는 대신에 피크 이후의 압력은 오히려 증가하는 것을 볼 수 있다. 이것은 Fig. 4의 토의에서도 기술한 바 있듯이 공동내를 전파하는 충격파가 공동벽면과의 반복된 충돌과 반사로 야기된 손실 때문이며, 또 피크 이후의 압력이 크게 증가하는 것은 공동내의 벽면으로부터 반사된 충격파가 상류방향으로 다시 전파하였기 때문이다.

또한 이 결과에서도 수치계산값과 실측값을 비교해 보면 초기피크에 대해서는 비교적 잘 일치하지만, 초기피크 이후의 압력파형에서는 오히려 Fig. 4의 결과보다도 더 큰 오차를 보인다. 이것은 두 개의 공동을 갖는 모델 II의 경우가 단순구조인 모델 I보다 두 번에 걸친 공동의 급확대와 급축소로 인해 복잡한 파동간섭 현상을 초래하였기 때문이며, 이에 대해서는 Fig. 3 및 Fig. 5에 도시된 가시화 결과들과의 상호비교를 통해서도 확인할 수 있다.

Fig. 7은 소음기 모델 III에 대한 결과로서 소음기의 입/출구관과 동일한 크기의 안지름을 갖는 동심관이 공동의 중간부에 설치되어 있을 때의 충격파 전파 과정을 전파시간대별로 가시화하여 도시한 것이다. 제시된 결과의 좌측에는 실측한 가시화결과를 그리고 우측에는 수치해석으로 구한 쉘리엔 영상결과를 도시하였으며, 동심관에 대한 자세한 제원은 Fig. 1의 그림 (c) 에 표시되어 있다. 그리고 그림 (a)~(f)까지

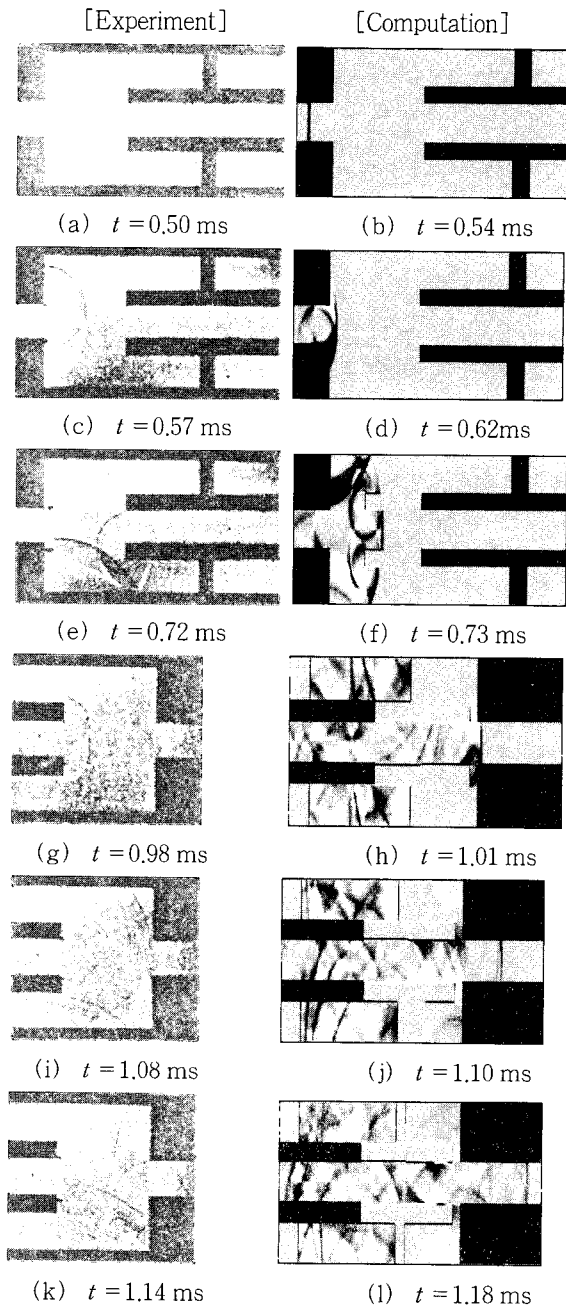


Fig. 7 Experimented⁽¹¹⁾ and computed Schlieren images for model III ($M_s=1.1$)

는 소음기입구에서 동심관 입구까지의 결과를 나타내며, 그림 (g)~(l)까지는 동심관 출구에서 소음기 출구관까지의 충격파 전파과정을 나타낸 것이다.

도시된 결과에서 초기충격파가 입구관내를 전파하여 공동으로 입사할 때까지의 충격파 전파과정은 앞

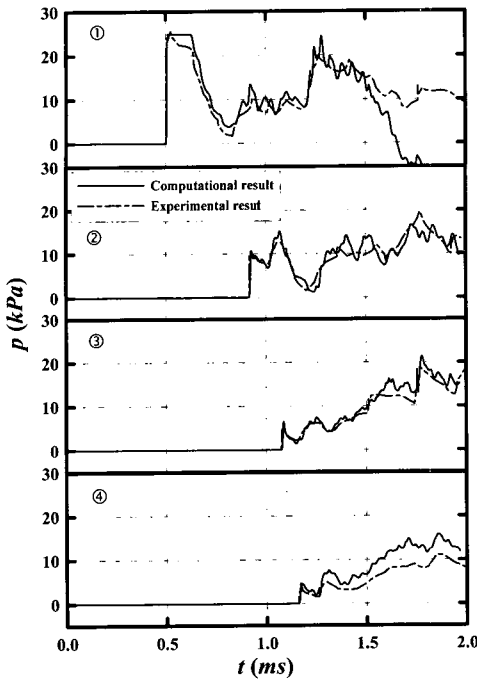


Fig. 8 Pressure variations at several locations inside exhaust muffler (model III and $M_s = 1.1$)

서 도시한 Fig. 3 또는 Fig. 5의 결과와 같다. 그러나 그림 (f)를 보면 충격파가 공동벽과 동심관 모서리에 충돌하면서 반사와 회절현상이 발생하며, 이로 인해 충격파의 일부는 상류측으로 반사되고 또 다른 일부는 하류방향으로 전파하는 것을 볼 수 있다. 또 시간이 경과함에 따라 공동내의 동심관을 통과한 충격파는 출구측 공동의 벽면으로부터 반사됨과 동시에 동심관 출구모서리에서 발생한 팽창파와 회절 등에 의해 매우 복잡한 충격파 전파과정을 나타낸다.

Fig. 8은 Fig. 7에서 토의한 소음기(모델 III)에 대하여 전파시간에 따른 충격파의 압력파형 변화를 수치계산하고 실측값과 비교한 것이다.

결과에 도시된 지점 ①에서의 압력파형은 Fig. 6의 지점 ①의 결과와 거의 유사하다. 그리고 동심관내에서의 압력파형을 나타내는 지점 ②의 결과에서도 충격파의 전파로 압력이 급격히 상승하였다가 동심관 출구모서리에서 발생한 팽창파로 인해 압력이 급격히 감소하지만, 압력파형이 강한 펄스형태로 되지는 않는다. 그러나 출구측 공동에 위치한 지점 ③에서는 진폭이 크게 감소한 펄스형태의 초기피크압력을 볼 수 있다. 또 초기피크압력에 대한 계산결과와 실측결과

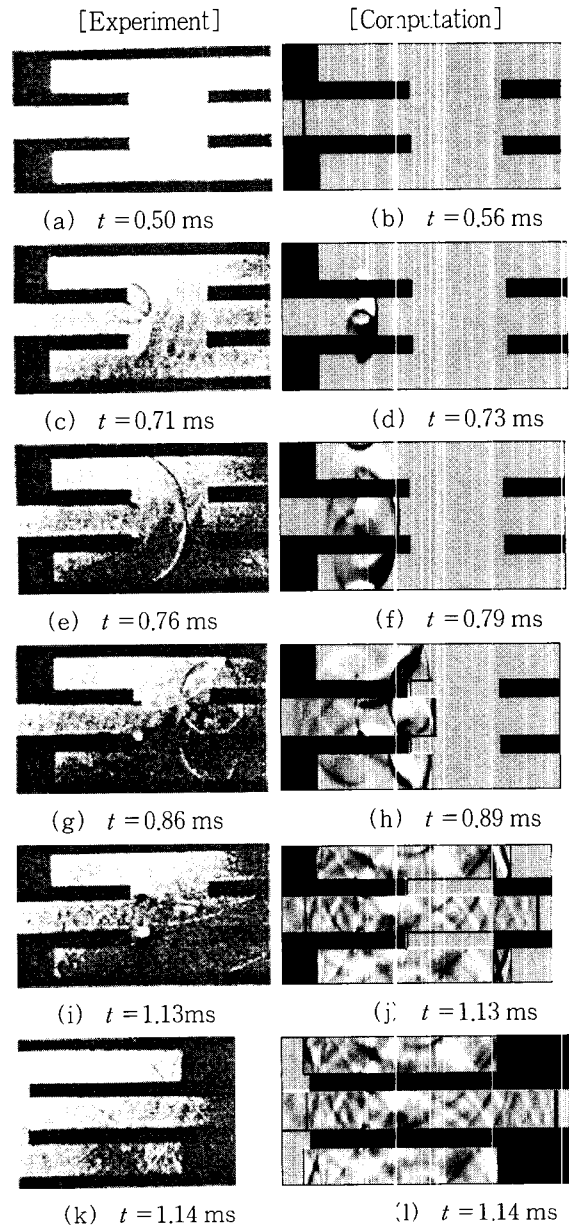


Fig. 9 Experimented⁽¹¹⁾ and computed Schlieren images for model IV ($M_s = 1.1$)

비교적 잘 일치하지만, 초기피크 이후의 압력파형에서는 앞서 토의한 파동간섭현상과 펄스제트 등의 요인으로 인해 수치계산값과 실측값이 차이를 보인다.

Fig. 9는 공동내의 입구와 출구여 길이가 각기 다른 삼입관을 부착한 팽창형 소음기(모델 IV)에서의 충격파 전파과정을 도시한 것이다. 실측한 쉐리렌 가시화결과는 좌측에 그리고 수치해석으로부터 구한 쉐리렌 영상결과는 우측에 도시하였다. 공동의 입/출구

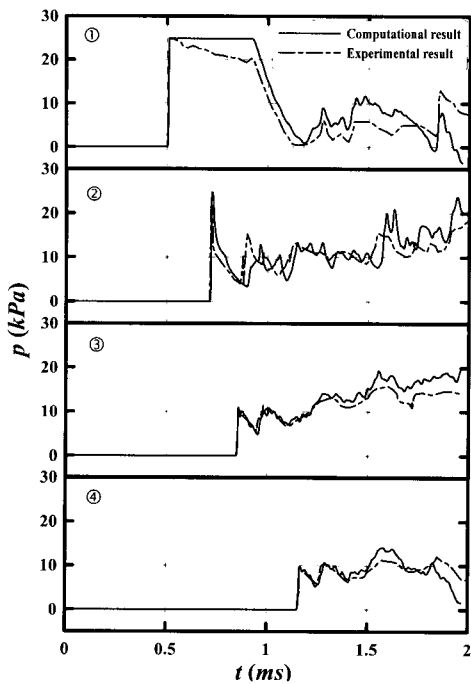


Fig. 10 Pressure variations at several locations inside exhaust muffler (model IV and $M_s=1.1$)

에 부착된 삽입관의 상세한 제원은 Fig. 1의 그림 (d)에 기술되어 있다.

이 결과에서도 충격파가 삽입관의 출구로부터 방출될 때 출구모서리에서 vortex와 회절이 발생하는 것을 볼 수 있다. 또 이 충격파가 그림 (h)에서와 같이 삽입관의 모서리에 충돌하게 되면 충격파의 일부는 반사하여 상류방향으로 전파되고, 나머지는 그림 (1) 결과에서 보듯이 소음기 출구로 전파한다. 이 때 출구로 전파하는 충격파의 배후에 반사파가 함께 동반되어 전파하는 모습을 볼 수 있다.

Fig. 10은 Fig. 9에서 토의한 모델 IV인 소음기내를 전파하는 충격파의 동적거동을 알아보기 위하여 전파 시간에 따른 충격파의 압력파형 변화를 수치계산하여 실측값과 비교한 것이다.

먼저 지점 ①에서의 압력파형에 대한 수치계산결과를 앞서 토의한 세가지 소음기의 동일지점 ①에서의 수치계산결과와 서로 비교해 보면 압력상승후에 압력 정점을 유지하는 시간이 길다는 것을 알 수 있다. 이것은 소음기의 공동입구측 삽입관이 입구관과 연결되므로써 삽입관의 출구모서리에서 발생한 팽창파가 상류측 지점 ①까지 전파되어 오는데 소요된 시간이 길

어졌기 때문이다. 특히 지점 ①에서의 초기피크파형에 대한 수치계산값이 실측값과 큰 차이를 보이는 것은 실험과 수치계산에 적용된 입력파형의 차이가 결과에 반영되었기 때문이다. 즉 본 연구의 수치계산에서는 소음기로 입사되는 압력파형을 계단형 충격파로 하였으나, Sakamoto 등의 실제 실험에서는 충격파의 파미가 경사진 폭발파형태의 파형으로 실험모사하였기 때문이다. 이와 같은 입력파형의 차이로부터 비롯된 오차는 앞서 제시한 세가지 소음기의 동일지점 ①에서 구한 충격파의 초기피크 파형에서도 확인할 수 있었으나, 지점 ①과 공동입구까지의 관길이가 짧은 관계로 소음기 모델 IV만큼의 차이는 나타나지 않았다.

한편 지점 ②~④의 결과에 도시된 초기피크압력에 대해서는 수치계산값과 실측값이 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. 또한 동일 출구선상에 있는 삽입관내의 지점 ③과 출구관내의 지점 ④를 통과하는 충격파의 초기피크압력은 다소의 감쇠만 있을 뿐 파형은 거의 같은 형태로 됨을 볼 수 있다.

Fig. 11은 본 연구에서 검토한 4종류의 소음기 모델중에서 충격파의 초기피크압력 제어에 가장 효과적인 소음기 모델을 알아보기 위하여 충격파의 전파마하수를 변화시키면서 소음기 모델별로 초기피크압력의 감소정도를 수치계산하고 실측값과 비교 도시한 것이다. 결과에 도시된 종축은 출구관으로 전파된 충격파(지점 ④)의 초기피크압력 p_{out} 를 입구관으로 입사되는 초기충격파(지점 ①)의 피크압력 p_{in} 으로 무차원화하여 나타낸 압력진폭을 뜻하며, 횡축은 지점 ①을 통과하는 초기충격파의 전파마하수를 나타낸 것이다. 또 소음기가 없는 동일길이의 직관에 대해서도 충격파의 피크압력을 구하여 결과에 함께 도시하였다.

결과에서 보듯이 충격파의 피크압력 제어에 가장 효과적인 소음기는 모델 II라는 것을 알 수 있다. 또 모델 I과 모델 III의 소음기도 소음기를 설치하지 않은 경우와 비교해 보면 충격파 전파를 억제시키는 우수한 효과가 있음을 보여준다. 그러나 소음기 입구와 출구측에 삽입관을 부착한 소음기 모델 IV는 다른 소음기 형식에 비하여 충격파 억제효과가 적다는 것을 알 수 있다. 이상의 성능결과는 단일 충격파가 입사하였을 때의 경우로서 충격파가 연속적으로 입사하게 되면 충격파의 상호간섭 또는 주기가 주파수특성으로 나타나게 되어 실제 소음기의 성능은 Fig. 11의 결과와 일치하지 않을 수도 있다.

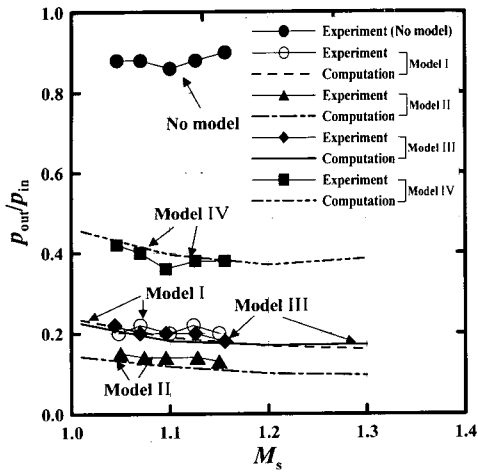


Fig. 11 Peak pressure vs incident shock wave Mach number

한편 본 연구에서 검토한 4종류의 소음기 모델중에서 비교적 구조가 단순한 소음기 모델 I과 모델 II에 대한 피크압력 감소정도를 선형해석을 통하여 계산해보면⁽¹³⁾ P_{out}/P_{in} 가 각각 0.22와 0.11이 된다. 이 선형 해석 결과는 그림에서 충격파 전파마하수가 1에 수렴할 경우 수치계산값과 근접하는 것을 알 수 있다. 특히 충격파 전파마하수가 증가하더라도 수치계산값과 선형해석 결과가 큰 차이를 보이지 않는 것은 공동내의 파동간섭현상으로 야기된 비선형 효과가 크지 않기 때문이다.

4. 결 론

(1) 소음기내의 충격파 전파과정에 대한 수치계산 결과를 쉘리렌/샤도우그래프로 변환하여 얻은 쉘리렌 동영상결과로부터 소음기내의 파동전파현상을 상세히 파악할 수 있었으며, 또 쉘리렌 영상결과는 Sakamoto 등⁽¹¹⁾의 쉘리렌 가시화결과와 비교적 잘 일치하는 것을 확인하였다.

(2) 소음기내를 전파하는 충격파의 초기피크압력에 대한 수치계산값은 실측값⁽¹¹⁾과 잘 일치하였으나, 초기피크 이후의 압력변동에 대한 수치계산값과 실측값은 소음기내의 복잡한 파동간섭과 후속되는 펄스제트와의 복합적인 상호작용의 영향으로 인해 다소 큰 차이를 나타내었다.

(3) 본 연구에서 검토한 4 종류의 소음기 모델중에서 단일 충격파 입사조건에서 충격파의 피크압력 제

어에 가장 효과적인 소음기는 이중공동을 갖는 소음기 모델 II였으며, 피크압력에 대한 억제효과가 가장 적은 소음기는 입구와 출구측에 삼입관을 부착한 소음기 모델 IV였다.

참 고 문 헌

- (1) 이동훈, 김희동, 강성황, 2000, "관출구로부터 방출하는 약한 충격파의 평판충돌에 관한 연구", 한국소음진동학회지, 제 10 권, 제 6 호, pp. 1035~1040.
- (2) 이동훈, 김희동, Setoguchi, T., 2001, "곡관출구로부터 방출되는 펄스파의 특성에 관한 실험적 연구", 한국소음진동공학회논문집, 제 11 권, 제 9 호, pp. 406~413.
- (3) Kim, H. D., Setoguchi, T. and Matsuo, K., 1997, "Reduction of Impulsive Noise Caused by Unsteady Compression Wave", JSME International Journal, Series B, Vol. 40, No. 2, pp. 223~229.
- (4) Raughunathan, S., Kim, H. D. and Setoguchi, T., 1998, "Impulse Noise and Its Control", Progress in Aerospace Sciences, Vol. 34, No. 1, pp. 1~44.
- (5) Stollery, J. L., Phan, K. C. and Garry, K. P., 1981, "Simulation of Blast Fields by Hydraulic Analogy", Proceedings of 13th International Symposium on Shock Tubes and Waves, pp. 781~789.
- (6) Kim, H. D. and Setoguchi, T., 1999, "Study of the Discharge of Weak Shocks from an Open End of a Duct", Jr. of Sound and Vibration, Vol. 226, No. 5, pp. 1011~1028.
- (7) Davies, P. O. A. L., 1964, "The Design of Silencers for Internal Combustion Engines", Jr. of Sound and Vibration, Vol. 1, No. 2, pp. 185~201.
- (8) Matsumura, S., Onodera, C., Ito, K. and Takayama, K., 1991, "Shock Wave Formation in the Exhaust Pipe of an Internal Combustion Engine", Transactions of JSME Journal, Series B, Vol. 56, No. 532, pp. 3786~3791 (in Japanese).
- (9) 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 Journal, Vol. 54, No. 498, pp. 527~531, (in Japanese).

(10) Sekine, N., Onodera, O. and Takayama, K., 1994, “Study of Silencer Characteristics in a Gas Flow with Shock Wave”, Transactions of JSME Journal, Series B, Vol. 60, No. 575, pp. 2315~2320, (in Japanese).

(11) Sakamoto, I., Higashino, F. and Higuchi, K.,

2001, “Decay of Pressure Waves Passing Through Expansion Region in a Two Dimensional Duct”, Transactions of JSME Journal, Series B, Vol. 67, No. 657, pp. 1170~1179, (in Japanese).

(12) Yee, H. C., 1987, Upwind and Symmetric Shock Capturing Schemes, NASA TM-89464.

(13) Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B. and Sanders, J. V., 2000, Fundamentals of Acoustics, 4th Edition, Chap. 10.