

內燃機關 排氣系の 非定常 가스流動에 대한 壓력 - 時間 波形 豫測에 關한 研究

李珉湖* · 李俊瑞* · 兪炳玖* · 車京玉**

A Study on the Prediction of Pressure - Time Histories by Unsteady Gas Flow through the Internal Combustion Engine Exhaust System

M.H.Lee · J.S.Lee · B.G.Yu · K.O.Cha

Key words : Pressure - Time Histories(압력 - 시간 파형), Method of Characteristic(특성법), One - dimensional Unsteady Gas Flow(1차원비정상가스유동), Rotary Valve Exhaust Simulator(로터리밸브 배기시뮬레이터)

Abstract

This paper describes a theoretical and experimental investigation of the pressure - time histories of some basic internal combustion engine exhaust systems. The program package is utilized the method of characteristics to solve the general equations of one - dimensional unsteady gas flow. This analysis is then combined with boundary models, based on quasi - steady flow approach, to give a complete treatment of the flow behavior in the exhaust system. Using a rotary valve exhaust simulator, experimental pressure - time histories were obtained. The predictions are compared with measured results and show a high degree of correlation in amplitude and phasing.

Nomenclature

a : Acoustic velocity

k : Ratio of specific heat

p : Pressure ratio

t : Time

u : Particle velocity

A : Non - dimensional acoustic velocity

C_d : Coefficient of discharge

E : Error term

F : Cross - sectional area

L : Reference length

\dot{M} : Mass flow parameter

P : Absolute pressure

* 명지대학교 기계공학과 대학원 (원고접수일 : 97년 2월)

** 명지대학교 기계공학과

- S : Area
- T : Absolute temperature
- U : Non - dimensional particle velocity
- V : Volume
- X : Non - dimensional spatial coordinate
- Z : Non - dimensional time
- λ : Non - dimensional Riemann invariant
- β : Non - dimensional Riemann invariant
- k : Ratio of specific heat
- ρ : Mass density
- ϕ : Area ratio
- d : Tail pipe diameter

Subscript

- c : Chamber
- a : Undisturbed condition
- 0 : Zero flow
- 1,2,3 : Boundary section
- P : Pipe
- ref : Reference condition
- H : Hole
- o : Mean value
- T : Termination
- t : Throat condition
- cr : Critical flow
- w : Pipe wall
- * : Modified value

1. 서 론

흡·배기 파이프내에서 가스의 파동이 엔진 성능에 큰 영향을 미친다는 것은 잘 알려져 있는 사실로서, 이것은 흡·배기 파이프내 비정상유동 시뮬레이션에 관한 여러가지 많은 연구의 동기가 되고 있다. 특히 배기시스템에서 비정상 유동현상의 계산은 주로 특성법(MOC)⁽¹⁾이나 List⁽²⁾에 의한 소진폭 압력파에 근거한 음향학적 접근법을 이용해 왔으나, 내연기관의 소음기에 관련된 연구로부터 음향필터 이론의 주요한 단점은 실제 배기시스템 내의 압력파는 음향식들이 나타내는 압력파보다 더 크다는 사실에 있으며, 이러한 고진폭파로 인하

여 비선형효과를 발생시킨다. 이와 같은 파동은 전파를 하는 동안 압축상(compressive phase)로부터 충격파(shock wave)를 형성할 수 있는 파형의 형태로 변형을 일으키고 있다. 또한 특성법은 최초에 Jenny⁽³⁾에 의해 내연기관 배기 파이프내의 비정상 유동에 적용되었으며 그 후에 Benson⁽⁴⁾은 디지털 컴퓨터를 사용하여 계산될 수 있는 격자법(mesh method)을 개발했다.

본 연구에서는 비선형 작용을 고려하여, 다양한 배기시스템에서 1차원 비정상 등엔트로피 분석을 이용한 특성법의 개념을 사용하고, 이러한 분석법으로 배기시스템내에서 유동현상의 완전처리를 할 수 있도록 준정적 유동 접근법에 근거한 경계모델을 포함시키고자 한다. 그리고 이론의 타당성을 검증하기 위하여 로터리밸브 시뮬레이터를 사용하여 배기 시스템의 다양한 위치에서 실험적인 압력-시간 파형을 측정하고, 그 결과들을 계산된 결과와 비교하고자 한다. 또한 다양한 배기시스템에서 엔진의 성능과 관계된 비정상가스유동의 거동을 유한진폭파 이론에 의해서 성공적으로 예측할 수 있는 방법을 제시하고자 한다.

2. 이론해석

배기시스템에서 비정상 가스유동의 이론적인 분석은 등엔트로피 관계와 함께 질량과 모멘텀 보존법칙으로부터 유도되며, 특성법의 개념을 사용한 수치해는 Riemann변수에 의해 얻어지고 프로그램상에서 적절한 형태로 표현된다. 그러므로 단면이 일정한 파이프에서 이상기체에 대한 1차원, 비정상, 등엔트로피 유동식은 다음과 같이 쓰여진다.⁽⁵⁾

$$\frac{2}{k-1} \frac{\partial a}{\partial t} + \frac{2}{k+1} u \frac{\partial a}{\partial x} + a \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{2}{k-1} a \frac{\partial a}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \tag{2}$$

$A = \frac{a}{a_{ref}}, U = \frac{u}{a_{ref}}, X = \frac{x}{L_{ref}}, Z = \frac{a_{ref} \cdot t}{L_{ref}}$ 와 같은 무차원 파라메타를 도입하면 특성이론 으로부터 다음과 같은 결과를 얻을 수 있다.

$$A + \frac{k-1}{2} U = \lambda = \text{constant} \quad (3)$$

$$A - \frac{k-1}{2} U = \beta = \text{constant} \quad (4)$$

식(3)과 식(4)를 U와 A에 대해서 풀이하면 다음과 같이 된다.

$$A = \frac{\lambda + \beta}{2} \quad (5)$$

$$U = \frac{\lambda - \beta}{k-1} \quad (6)$$

한편, X-Z평면으로부터 위치특성(position characteristic)의 격자상에 중첩된 직사각형을 고려해서 해석을 하면 다음과 같다. 즉 Riemann변수 λ 와 β 및 유동변수들은 파이프의 고정된 지점으로부터 시간의 연속적인 순간에 대해 결정된다. 여기에 파이프끝에서의 준정적 유동(quasi-steady flow)을 가정한 경계조건을 고려한다.

(1) 배기밸브 경계조건(exhaust valve boundary)

로타리 밸브의 개방면적(opening area)은 다음에 의해 주어진다.

$$F_t = C_d F_o \frac{2}{\pi} (\cos^{-1} \varphi - \varphi \sqrt{1 - \varphi^2}) \quad (7)$$

$$\varphi = \sin \frac{\Delta\theta - \theta}{4} / \sin \frac{\Delta\theta}{4} \quad (8)$$

여기서, F_o 는 최대개방면적(maximum opening area), θ 는 밸브가 열리기 시작한 때부터 측정된 각이고, $\Delta\theta$ 는 디스크에서 오리피스에 의해 마주대해지는 두 각이다.(로타리 밸브 디스크 중심에 대하여 두 오리피스 구멍이 가지는 각도이므로 28° 이다.) 그리고 C_d 는 효과적인 유동면적을 주기 위한 유량계수이며, 실제 배기밸브에 대한 값을 적용하였다. 공기가 파이프안으로 아음속 속도로 들어갈 때는 로타리밸브에서의 조건들은 다음과 같다.

$$a_o^2 = a_t^2 + \frac{k-1}{2} u_t^2 = a^2 + \frac{k-1}{2} u^2 \quad (9)$$

$$\rho u = \frac{A_t}{A_o} \rho_t u_t \quad (10)$$

$$p = p_t \quad (11)$$

$$\left(\frac{a_o}{a_t}\right) = \left(\frac{p_o}{p_t}\right)^{\frac{k-1}{2k}} = \left(\frac{\rho_o}{\rho_t}\right)^{\frac{k-1}{2}} \quad (12)$$

여기서, 정체조건(stagnation condition)은 아랫첨자0에 의해 나타나고, 최소단면적에서의 조건들은 t에 의해 나타내어진다. 그리고 k는 비열비이다. 유속이 음속일 때 최소단면적에서의 속도를 국부음속과 정확히 같다고 가정한다면, 식(11)대신에 다음과 같은 식이 사용된다.

$$u_t = a_t \quad (13)$$

또한 유동이 역류할 경우, 즉 유동이 관으로부터 고압체임버 II로 진행한다면 다음과 같은 식이 주어진다.

$$a_t^2 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_t^2\right) = a^2 \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right) \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \frac{At}{Ao} &= \frac{Mt}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_t^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \\ &= \frac{M}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \end{aligned} \quad (15)$$

$$p_t = p_o \quad (16)$$

$$\frac{a}{a_t} = \left(\frac{\rho}{\rho_t}\right)^{\frac{k-1}{2}} = \left(\frac{p}{p_t}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \quad (17)$$

여기서, $M = u/c$ 는 마하수이다.

(2) 개방단 경계조건(opened end boundary)

파이프 끝에서 유출에 대한 정압이 대기레벨과 같다고 가정된다면,

$$A_T = A_A = 1.0 \quad (18)$$

이고, 또한 Riemann변수에 의하여

$$\frac{\lambda_T + \beta_T}{2} = 1.0 \quad (19)$$

λ_T 가 알려진다면 미지수 β_T 는 다음과 같이 구해진다.

$$\beta_T = 2.0 - \lambda_T \quad (20)$$

파이프 끝단에서의 유입은 두 개의 경계조건이 적용된다. 만약 유동이 정지상태로부터 등엔트로피 상태로 발생한다고 가정하면, 그때 에너지 방정식의 적용은 다음과 같은 식을 제공한다.

$$A_T^2 + \frac{k-1}{2} U_T^2 = A_A^2 = 1.0 \quad (21)$$

식(21)에 Riemann변수를 도입시키면, 다음과 같은 결과가 얻어진다. 즉,

$$\beta_T = \frac{3-k}{k+1} \lambda_T + [4(\frac{k-1}{k+1}) - 8(\frac{k-1}{(k+1)^2} \lambda_T^2)]^{1/2} \quad (22)$$

두 번째 유입 경계조건은 단순화된 Borde 노즐 분석(6)에 기초를 둔다. 이 경우에 모멘텀 방정식을 적용하면 다음과 같은 식이 된다.

$$1 - A_T \frac{2k}{k-1} = k A_T \frac{2}{k-1} U_T^2 \quad (23)$$

윗식을 Riemann변수의 항으로 정리하면 다음과 같이 된다.

$$1 - \left(\frac{\lambda_T + \beta_T}{2} \right)^{\frac{2k}{k-1}} = \frac{k}{(k-1)^2} \left(\frac{\lambda_T + \beta_T}{2} \right)^{\frac{2}{k-1}} (\lambda_T - \beta_T)^2 \quad (24)$$

여기에서, β_T 는 식(24)에 Newton-Raphson 반복법⁽⁷⁾을 사용함으로써 해석이 얻어진다.

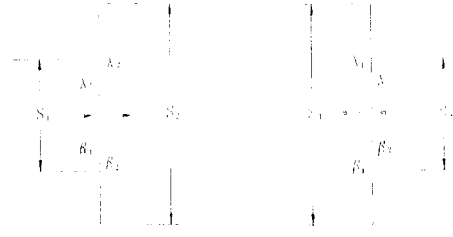
(3) 급단면변화 경계조건(sudden area change boundary)

이 경계조건은 단순 확장실의 분석에 사용된다. 아랫첨자 1과 2는 Fig.1와 Fig.2에서 보여진 것처럼 면적 변화의 두 상태에 대한 조건과 관계된다.

단순한 분석방법은 단면변화⁽⁸⁾로부터 발생하는 정압변화를 무시하는 것이다. 이 경우에는 정압과 질량의 연속성이 다음과 같이 주어진다. 즉,

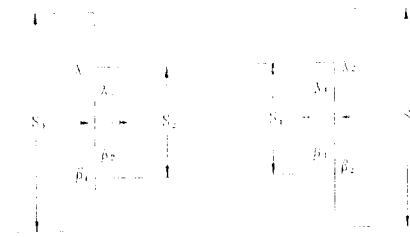
$$A_1 = A_2 \quad (25)$$

$$\psi U_1 = U_2 \quad (26)$$



(a) Basic contraction ($\phi < 1, U > 0$) (b) Reversed enlargement ($\phi > 1, U < 0$)

Fig. 1 Sudden enlargement boundary



(a) Basic contraction ($\phi > 1, U > 0$) (b) Reversed enlargement ($\phi < 1, U < 0$)

Fig. 2 Sudden contraction boundary

여기서, $\psi = \frac{S_1}{S_2}$ 이다.

그러므로 식(25)와 식(26)을 Riemann변수 형태로 나타내면 다음과 같이 된다.

$$\lambda_2 = \frac{2\phi\lambda_1 + (1-\phi)\beta_2}{(1+\phi)} \quad (27)$$

$$\beta_1 = \frac{2\phi\beta_2 - (1-\phi)\lambda_1}{(1+\phi)} \quad (28)$$

만약 면적의 축소에 대하여 유동이 등엔트로피 상태로 발생한다고 가정하면 에너지와 질량연속 방정식은 다음 식처럼 주어진다.

$$A_1^2 + \frac{k-1}{2} U_1^2 = A_2^2 + \frac{k-1}{2} U_2^2 \quad (29)$$

$$\psi A_1^{\frac{2}{k-1}} U_1 = A_2^{\frac{2}{k-1}} U_2 \quad (30)$$

따라서 식(29)와 식(30)을 Riemann변수 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$(\lambda_1 + \beta_1)^2 - (\lambda_2 + \beta_2)^2 + \frac{2}{k-1} [(\lambda_1 - \beta_1)^2 - (\lambda_2 - \beta_2)^2] = 0 \quad (31)$$

$$\psi(\lambda_1 + \beta_1)^{2k-1} (\lambda_1 - \beta_1) - (\lambda_2 + \beta_2)^{2k-1} (\lambda_2 - \beta_2) = 0 \quad (32)$$

이 경우 λ_2 와 β_1 은 Newton - Raphson⁽⁷⁾에 의해서 식(31)과 식(32)로부터 계산될 수 있다.

(4) 분기다기관접합 경계조건 (three-way branch junction boundary)

Fig.3에서 나타난 것처럼 챔버내부에 입구관과 출구관이 삽입된 단순확장실을 분석하기 위하여 확장실내 파이프의 끝단은 분기 다기관 접합경계 (three-way branch junction boundary)로 취급된다.

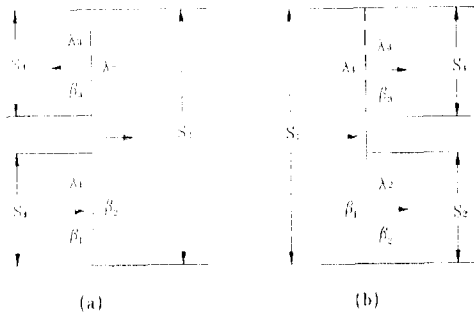


Fig.3 Three-way branch junction boundary

그러나 여기에서 나타낸 정압은 접합부의 영역에서 일정하다고 가정되기 때문에 정압과 질량의 연속성은 다음과 같이 주어진다.

$$A_1 = A_2 = A_3 \quad (33)$$

$$U_1 \frac{S_1}{S_t} = U_2 \frac{S_2}{S} + U_3 \frac{S_3}{S_t} \quad (34)$$

여기서, $S_t = S_1 + S_2 + S_3$ 이다.

이때, 식(33)과 식(34)를 Riemann 변수의 형태로 나타내면 다음과 같이 된다.

$$\beta_1 = \frac{S_1 - S_2 - S_3}{S_t} \lambda_1 + 2 \frac{S_2}{S_t} \beta_2 + 2 \frac{S_3}{S_t} \beta_3 \quad (35)$$

$$\lambda_1 = \frac{S_2 - S_3 - S_1}{S_t} \beta_2 + 2 \frac{S_3}{S_t} \beta_3 + 2 \frac{S_1}{S_t} \lambda_3 \quad (36)$$

$$\lambda_3 = \frac{S_3 - S_1 - S_2}{S_t} \beta_3 + 2 \frac{S_1}{S_t} \lambda_1 + 2 \frac{S_2}{S_t} \beta_3 \quad (37)$$

(5) 밀폐단 경계조건 (closed end wall boundary)

삽입된 입구관과 출구관으로부터 또 하나의 경계조건은 확장실벽의 끝단에서 유동을 고려하는 것이다. 만약 이들 벽이 완전 강체라고 가정한다면 그때 수직 입자속도는 0이어야 한다.

$$U_w = 0 \quad (38)$$

그러므로 경계조건은 다음과 같다.

$$\lambda_w = \beta_w \quad (39)$$

(6) 다공형파이프 경계조건 (perforated pipe boundary)

본 연구에서 고려된 기본적인 경계조건은 Fig.4에서 보여진 것처럼 확장실안의 고정된 체적으로부터 파이프 벽의 구멍을 통해 유동하는 것과 관계된다. 파이프에서 확장실로 유동이 이루어질 때 유동은 다음과 같은 가정하에서 다루기로 한다.

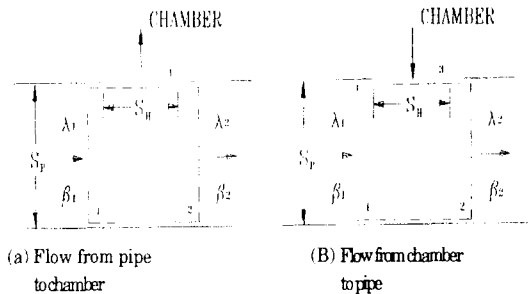


Fig.4 Basic perforated pipe boundary

1. 파이프 축을 따라 접합부로 흐르는 정압은 일정하다.
2. 구멍을 통한 유동은 파이프 축의 직각이다.

3. 구멍의 표면에서 정압은 확장실의 압력과 같다.
4. 확장실안의 속도는 무시한다.

위와 같은 조건하에서 정압과 질량의 보존식은 다음과 같이 주어진다.

$$A_1 = A_2 = A \tag{40}$$

$$A_3 = A_c \tag{41}$$

$$A_c^{2/k-1} U_1 = A_c^{2/k-1} U_2 + \phi A_c^{2/k-1} U_3 \tag{42}$$

여기서, $\phi = \frac{S_H}{S_p}$ 이다.

파이프 축에 대해 직각인 경계에서 모멘텀 식을 적용하면 다음 식으로 표시된다.

$$A_c^{2k/k-1} - A_c^{2k/k-1} = k A_c^{2/k-1} U_3^2 \tag{43}$$

확장실에서 파이프로 유동이 이루어질때, 위에서 주어진 가정 3항은 구멍 표면에 대한 압력이 접합부의 압력과 같다. 또한 등엔트로피 유동은 확장실에서 구멍 표면까지 존재한다고 가정한다. 이 경우에 정압과 질량의 보존식은 다음과 같이 된다.

$$A_1 = A_2 = A_3 = A \tag{44}$$

$$U_1 + \phi U_3 = U_2 \tag{45}$$

확장실로부터 구멍표면까지 에너지식을 적용할 경우 다음과 같은 결과를 얻는다.

$$A_c^2 = A^2 + \frac{k-1}{2} U_3^2 \tag{46}$$

또한 시간에 따른 확장실 조건의 변화를 결정할 필요가 있는데 그것은 확장실로 유입되는 공기와 유출되는 공기 때문이며, 이것은 다음과 같은 형태의 질량보존식을 적용함으로써 결정되어진다.

$$\frac{d}{dz} \frac{A_c^{k-1} \cdot V_c}{L} = M_3 \tag{47}$$

여기서, $M_3 = A_3^{k-1} U_3 S_{H1}$ 이다.

식(47)를 미분하고 정리하면 다음과 같다.

$$dA_c = \frac{k-1}{2} \frac{M_3 \cdot L}{A_c^{k-1} V_c} dz \tag{48}$$

수치해를 얻기 위하여 위의 식을 정리해 보면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$(A_c)_{z+\Delta z} = (A_c)_z + \left[\frac{k-1}{2} \frac{L \Sigma M_3}{A_c^{k-1} V_c} \right] \Delta Z \tag{49}$$

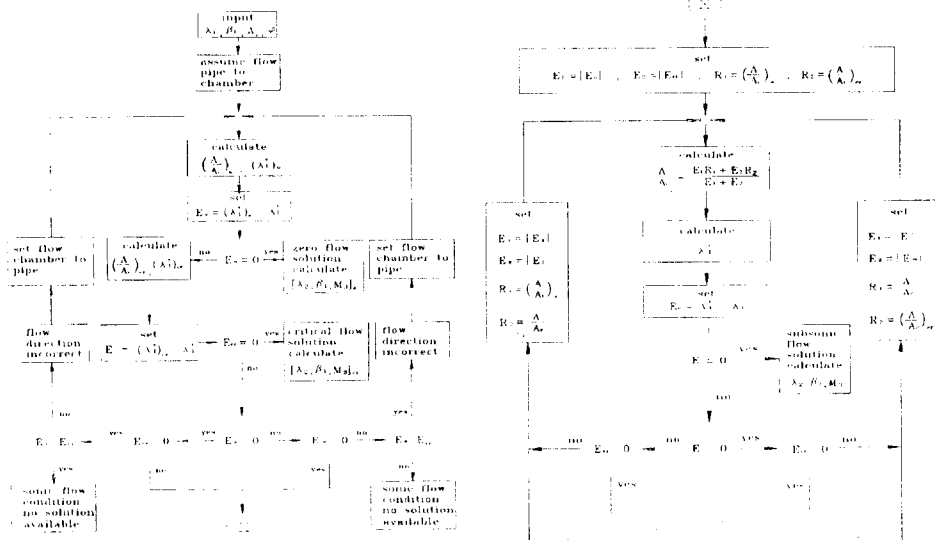


Fig.5 Solution of basic perforated pipe boundary condition

수치해는 Riemann변수 λ_1 로 구멍에서 임계유동과 zero유동에 요구되는 조건을 결정함에 따라 얻어지며, 특히 반복과정에 의해서 정확한 유동조건을 구할수 있다. Fig.5는 계산과정흐름을 도시한 것이다. 이 기본적인 경계조건은 전체면적으로 부터 하나의 구멍에 의하여 이미 설명된 주어진 위치에서의 구멍을 고려함에 의해 파이프에서 구멍의 분포를 분석하는데 사용될 수 있다. 이 경우 확장실의 조건변화는 고려된 모든 위치로부터 어떤 순간에서 유체의 정미유동에 의해 결정된다.

3. 실험장치 및 방법

3-1. 실험장치

본 연구에서는 지름이 13mm인 2개의 오리피스 가 있고 두께가 12mm이고, 피치원의 지름이 200mm인 디스크형의 로터리 밸브를 제작하여 사

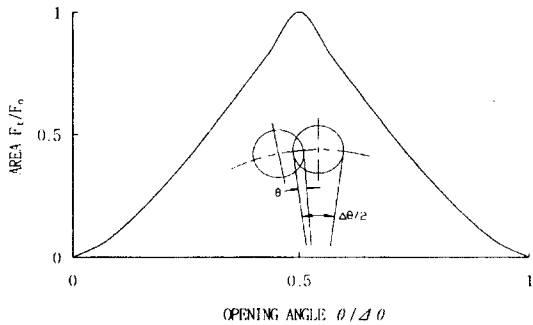


Fig.6 Area change for rotary valve

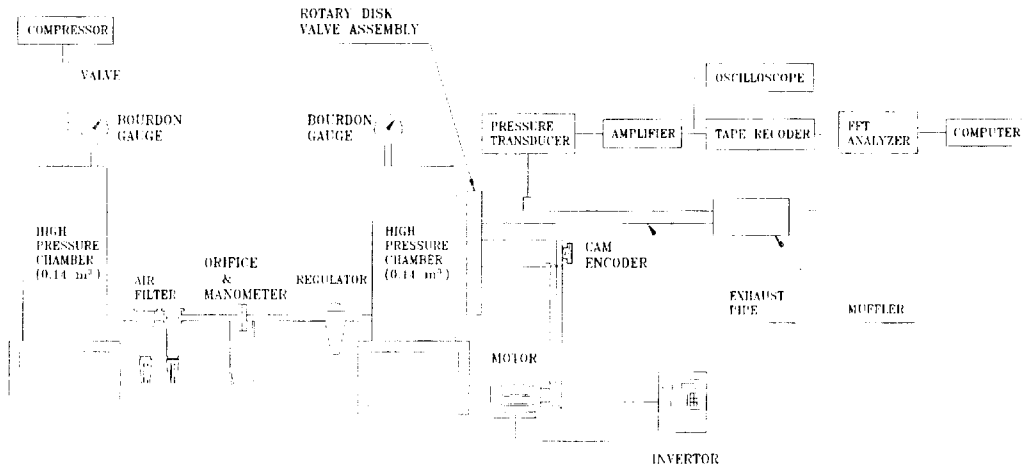


Fig.7 Schematic diagram of experimental apparatus

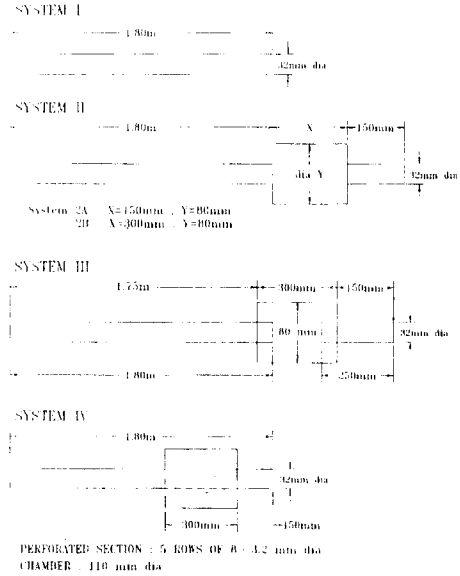


Fig.8 Exhaust system configurations

용하였다. 실험에 사용된 로터리밸브 맥동 시물레이터는 파형과 진폭으로부터 실제 엔진 배기시스템에서 발생하는 것과 같은 맥동압력을 발생시키며, 디스크의 개방면적변화는 Fig.6에서 보여진 것처럼 전형적인 왕복형 엔진의 배기밸브 열림 면적변화와 상응한다. 이때 실험장치는 Fig.7과 같다. 그리고 실험에 사용된 여러가지 배기시스템은 Fig.8에 나타내었다. 이들 시스템은 실제자동차에 사용되는 것과 같은 1.6mm연강으로 제작하였다.

3-2. 실험방법

압축기로부터 공급된 공기는 고압챔버 I에서 충분히 안정시킨 후 두 챔버사이의 연결관에 부착된 필터와 압력조절기를 통과하여 고압챔버 II에서 로터리 밸브를 통해 파이프내로 유동하고 대기로 방출된다. 이 때 디스크의 회전속도는 500rpm에서 3000rpm까지 500rpm씩 증가시켜가며, 고압챔버 II의 압력을 4.0atg로 일정하게 유지시켰다.

압력-시간 파형은 파이프 상류측에서 200mm 떨어진 지점에 설치한 압력변환기를 통해 신호를 계측한 다음 증폭기로부터 증폭시킨 후 동적신호 해석기로 기록하였다.

4. 결과 및 고찰

로터리 밸브속도인 디스크 회전속도는 500rpm, 1000rpm, 2000rpm, 3000rpm로 고려하였으며 로터리 밸브가 1회전하는 동안에 디스크의 오리피스구멍(직경 13mm)이 2회 열리므로 두배의 기본적인 회전주파수를 주었으며, 모든 결과에서 챔버 압력은 4.0 atg이다. 배기시스템의 압력-시간 파형은 무차원압력 P/Pa의 향으로 주어지고 로터리밸브의 각 위치에 대하여 2배로 그려졌다. 결과에서 실선은 실험결과를 나타내고, 점선은 계산결과를 나타낸 것이다.

4-1. 직선배기관의 경우

Fig.9는 계산결과 및 실험치의 압력-시간 파형을 나타낸 것이다. 곡선A는 파이프 끝의 개방단 경계에서 등엔트로피 유입모델을 사용한 결과이며, 곡선B는 Borda 노즐분석을 사용한 결과이다. 그림에 나타낸 것처럼 로터리 밸브속도가 가장 낮은 500 rpm에서 파동의 반사현상이 쉽게 관찰되어진다. 곡선 A의 두드러진 특징은 초기 배출맥동 (blowdown pulse) 이후에는 정확성이 떨어진다는 것이다. 이러한 효과는 주로 등엔트로피 유입모델에 기인한 것이라고 할 수 있다. 곡선B에 대해 된 것처럼 Borda 노즐 경계모델은 정확한 해석은 아닐지라도 진폭의 상관도에서 명백하게 향상된 결과를 생성하였다. 이와같은 현상은 그림의 1000

rpm의 속도에 대하여 얻어진 결과에서도 나타난다. 이것은 주어진 유동현상을 설명하기 위하여 사용된 이론모델의 변화에 대한 효과를 설명하는데 유용한 역할을 한다. 그러나 특별한 경우에서의 완전한 효과는 엔트로피 변화를 무시하였기 때문에 명백하지 않다. 그러므로 본 연구에서 이론적인 계산은 일정한 엔트로피 레벨이 가정되고, 기준압력

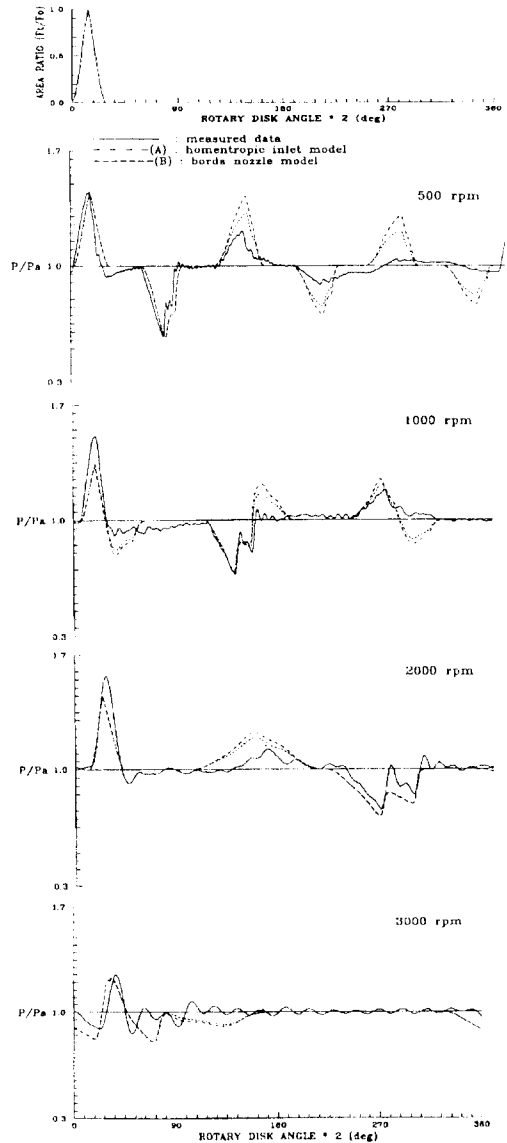


Fig.9 Comparison of calculated and measured pressure-time histories for a plain pipe exhaust system [

p_a 와 기준음속 a_a 에 의해 결정된다. 그때 사이클 압력은 등엔트로픽에 의하여 기초조건에 따라서 계산된다. 실제 유동은 비가역성에 기인하여 엔트로피 레벨과 기준압력 p_a 에 상응하는 a_a 의 값은 더 이상 일정하게 유지되지 않으며 그 오차는 사이클 압력예측에서 나타난다. 그림에서 로터리 밸브속도가 2000rpm일 때 무시된 엔트로피 효과로부터 발생하는 비정확성은 더욱 증가함을 볼 수 있다. 이 경우에는 과도전과속도의 계산에 대한 오차를 나타내는 상의 이동이 나타나지게 된다. 이와같은 오차는 기본 사이클의 주기가 짧아지는 높은 로터리 밸브속도에서 더욱 두드러지게 나타난다. 사이클 주기의 감소특징은 이전의 사이클로부터 유지되는 잔류파 작용(residual wave action)으로 인한 감소이며, 이것은 간섭효과를 발생시키고 압력-시간 파형의 형태를 변형시킨다. 이러한 효과는 그림의 3000rpm에서 관찰될 수 있고 그 파동의 상쇄는 사이클의 중간이후에서도 사실상 일정 압력조건을 생성한다. 이때 두가지 이론적인 곡선은 매우 유사하고 단순파이프에서 측정된 결과와 상당히 좋은 상관도를 보인다는 것을 알 수 있다.

4-2. 고압체임버를 갖는 경우

Fig.10, Fig.11은 계산결과와 실험치의 압력-시간 파형을 나타낸 것이다. 곡선C는 두 개의 면적 변화 경계에 일정압력모델을 가정함으로써 얻어진 결과를 나타내고, 반면에 곡선D는 확대면에 일정압력모델을 사용하고 축소면에 등엔트로피모델을 사용한 결과를 나타낸 것이다. 그러므로 모든 이론적인 결과에서 배기계의 미관(rear pipe)에서 개방단 경계에는 등엔트로피 유입모델이 사용되어졌다.

한편 전체적인 실험결과를 고려해볼 때 압력-시간, 파형의 중요한 변화가 시스템2A와 시스템2B에서 나타나는 것을 볼 수 있다. 더욱이 길이변화의 효과는 로터리밸브의 속도가 적을수록 잘 나타남을 볼 수 있다. 그리고 500rpm의 속도를 제외하고 시스템 2B에 대한 결과는 단순 파이프의 결과와 유사함을 나타내고 있다.

이것은 몇몇 측정에서 왕복형 엔진배기시스템

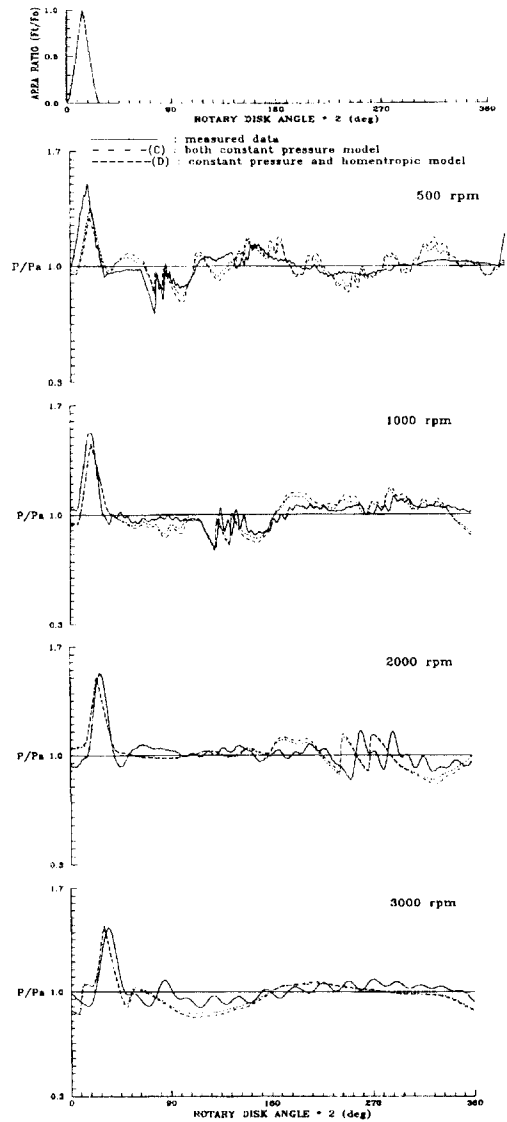


Fig.10 Comparison of calculated and measured pressure - time histories for a plain expansion chamber exhaust system II (2A)

의 인위적인 대기조건으로서 확장실을 사용한다는 것을 나타내고 있다. 확장실의 분석은 일정압력 모델을 사용하므로써 곡선C는 매우 단순한 접근 방법을 제공하고 최소의계산시간을 요구하지만 이와같은 고려는 계속되는 비정확성을 가중시킬 것이다. 본 연구의 경우에서 명확한오차의 근원은

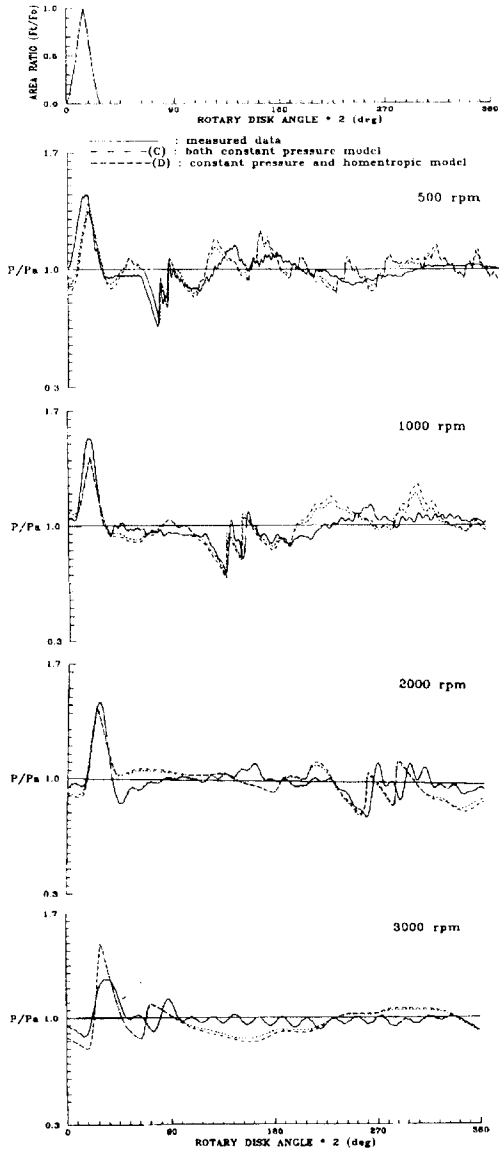


Fig.11 Comparison of calculated and measured pressure - time histories for a plain expansion chamber exhaust system II (2B)

축소면의 경계조건이며 이것은 등엔트로피 유동 모델을 사용함으로써 향상된 결과를 제공하는 것으로 볼 수 있다. 또한 이 시스템에서도 단순 파이프의 결과와 마찬가지로 로터리밸브의 속도가 증가할수록 상오차가 발생됨을 볼 수 있다.

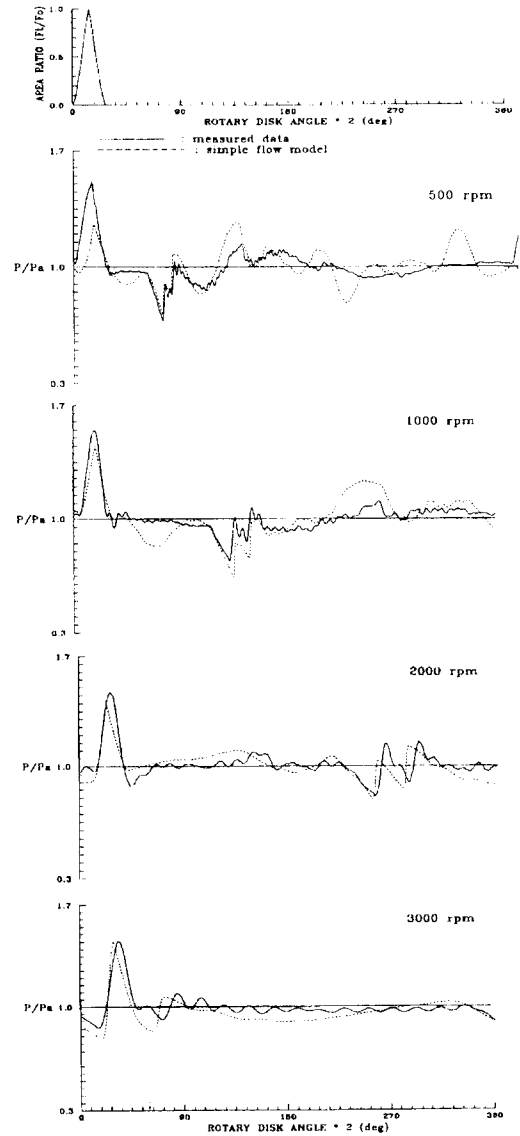


Fig.12 Comparison of calculated and measured pressure - time histories for a plain expansion chamber with internally extended inlet and outlet exhaust system III

4-3. 배기관이 고압체임버에 돌출한 경우

Fig.12은 계산결과와 실험치의 압력-시간 곡형을 나타내었다. 상에서의 몇가지 변화가 나타내지만 결과들은 시스템 II의 2B에 대한 결과와 유사함을 볼 수 있다. 그 이유는 일정 압력이론에 기초

한 하나의 이론적인 모델만이 사용되었다. 로터리 밸브 속도가 저속일때는 높게 예측된 압력진폭을 볼 수 있으나 고속에서는 상오차가 나타난다. 체임버내의 파이프 끝단에서의 유동은 매우 복잡하기에 단순유동모델의 결과는 정확하지 못하다는 것을 알 수 있다. 그러나 현재의 분석은 시스템의 일반적인 압력거동을 비교적 잘 예측함을 볼 수 있다.

4-4. 다공형 고압체임버를 갖는 경우

Fig.13은 계산결과와 실험치의 압력-시간 파형을 나타내었다. 단순 파이프 시스템 I에 대해 얻어진 파형과 비교해 보으면 뚜렷한 차이가 관찰될 수 있다. 더욱이 500rpm과 1000rpm의 로터리 밸브 속도에서 초기 배출맥동 다음의 압력맥동은 시간 범위가 연장되고 있으며 이것은 다공형 부분에서 발생하는 파동전이(wave transmission)와 파동반사(wave reflection) 과정을 나타내고 있으며 2000rpm의 속도에서는 압력맥동의 현저한 감소가 발생하여 단순 파이프 시스템 결과의 특징이었던 압력에서의 갑작스런 변화가 전체적으로 소멸되었다. 이러한 현상은 또한 3000 rpm의 속도에서도 나타난다. 이처럼 이론적인 결과와 실험적인 결과의 비교는 다른 시스템과는 반대로 로터리 밸브속도가 낮을 때 상오차가 나타나는데, 그 특징은 500rpm의 속도에서 볼 수 있으며 여기서 이론적인 파형은 시스템 I의 500rpm 속도에 대한 결과와 유사하다. 이것은 다공형 부분에서 정확한 파동 감쇄 특성을 예측하기 위한 이론적인 모델의 비정확성을 나타내고 있으며 더 정확한 경계모델이 요구된다. 로터리 밸브의 속도를 증가시켜도 여전히 상오차는 나타나지만 일반적으로 측정된 거동은 상당히 잘 일치되고 있음을 볼 수 있다.

5. 결 론

특성법의 개념을 다양한 배기시스템의 구성요소에 대한 경계조건을 포함시켜므로써 배기시스템의 가스유동에 있어서 1차원 분석에 대한 압력-시간 파형을 계산하고 이론의 타당성을 검증할 필요가 있어 로터리밸브 시뮬레이터를 제작하고, 실험적으로 측정하여 다음과 같은 결론을 얻을

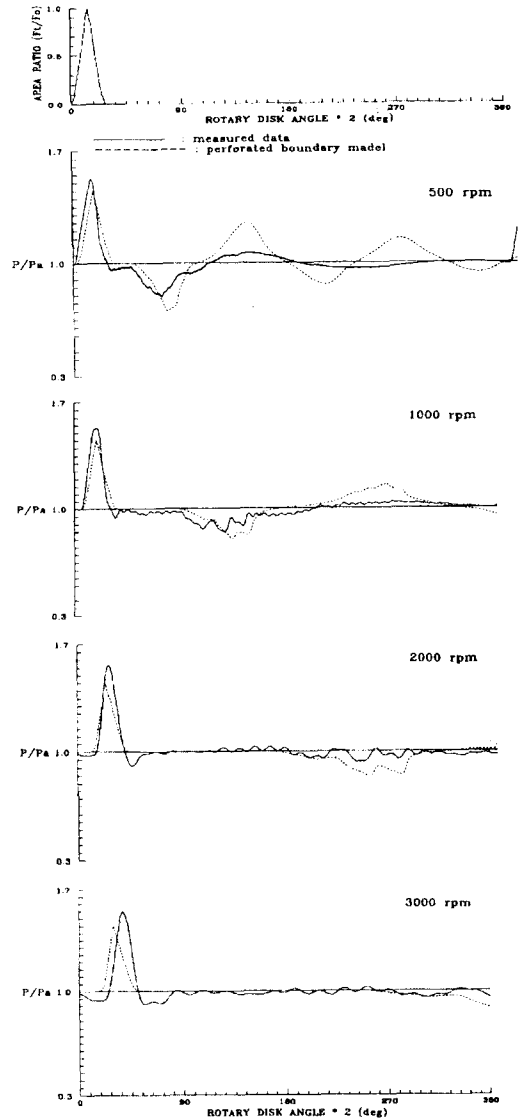


Fig.13 Comparison of calculated and measured pressure - time histories for a perforated pipe enclosed in a plain expansion chamber exhaust system IV

수 있었다.

(1) 압력-시간파형의 이론 및 실험결과를 비교함에 진폭과 상에서 약간의 차이가 나타나고 있으나, 이것은 유동에서 엔트로피 변화를 고려하지 않은 것에 기인하는 것으로 볼 수 있다.

(2) 단순 파이프에 확장실을 부착하여 얻은 압력-시간파형의 이론과 실험결과의 비교에서 배기시스템에 어느정도 인위적인 대기조건으로서의 사용이 나타내지고 있음을 확인할 수 있었다.

(3) 단순 파이프에 다공형 부분을 포함시킴으로써 압력맥동의 현저한 감쇄(damping)가 얻어짐을 알 수 있었다.

(4) 전반적인 관찰은 이론과 실험결과 사이에 좋은 상관도가 있음을 알 수 있었으나 보다 더 정확한 경계조건에 대한 설정검토가 필요하다고 생각된다.

본 연구는 소음 방사 특성을 수치해석하기 위한 기초 연구로 수행되어졌다.

참고문헌

- (1) E. H. Wright and K. F. Gill, "Theoretical Analysis of the Unsteady Gas Flow in the Exhaust System of an Engine", J. Mech. Eng. Sci., Vol. 8, No. 1, pp.78-92, 1966
- (2) H. List and G. Reyl, "Der Ladungswechsel der Verbrennungskraft Maschine", Vienna : Springer Verlag, pp.201~210, 1949
- (3) E. Jenny, "Unidimensional transient flow with consideration of friction, heat transfer and change of section", The Brown Boveri Review, pp.447-461, 1950
- (4) R. S. Benson, "Some Recent Research on Non Steady Flow Problems", ASME Flow Measurement Symposium, pp. 80-102, 1966
- (5) J. A. Owczarek, "Fundamentals of Gas Dynamics", International Textbook Co., pp.202-300, 1964
- (6) G. Rudinger, "Nonsteady Duct Flow: Wave Diagram Analysis", Dover Publications, 1969.
- (7) S. D. Conte and C. de Boor, "Elementary Numerical Analysis", New York : McGraw-Hill, 1972
- (8) D. Woolatt, "An Approximate Theory for the Transmission and Reflection of Simple Waves at Area Changes and Junctions in pipes", Int. Jrl. Mech. Sci., Vol.7, p.777, 1965
- (9) R. S. Benson and A. Whitfield, "An Experimental Investigation of the Non Steady Flow Characteristics of a Centrifugal Compressor", Proc. I. Mech. E., Vol. 180, Part 1, pp. 1-20, 1965-1966
- (10) T. Miyashita, T. Tomita, and O. Ishihara, "Performance of Radial Turbine Under Unsteady Flow Conditions", Ishikawajima Harima Giho, Vol. 13-3, pp. 259-269, 1975