

〈논 문〉 SAE NO. 96370067

## 공명기를 이용한 4기통 SI기관의 체적효율 향상에 관한 연구

### A Study on the Improvement of Volumetric Efficiency by the Resonators for the 4-Cylinder SI Engines.

이 재 순\*, 이 성 두\*\*, 윤 건 식\*\*\*  
J. S. Lee, S. D. L., K. S. Yoon

#### ABSTRACT

In this study, the simulation program for the prediction of volumetric efficiency of the internal combustion engine by the resonator has been developed, when the resonator is mounted on the intake system of 4-cycle SI engines for the improvement of volumetric efficiency. The experimental work has also been carried out for the verification of the program, and it is found that the result of calculation by the simulation program fits qualitatively well with that of experiment. To get the optimal mounting position of resonator on the intake system, the influence of the variation of dimensions of resonator such as neck length, volume and neck diameter were examined by the numerical calculation of the program in advance and the results were compared with the experiments. It is found that the position which is departed 150cm from plenum chamber is better than any other positions, and the average amount of the increase of volumetric efficiency is about 2~3 %

주요기술용어 : 체적효율(Volumetric Efficiency), 공명기(Resonator), 시뮬레이션(Simulation), 흡기계통(Intake System), 임피던스 방법(Impedance Method), 특성곡선법(Method of Characteristics)

———— 기 호 설 명 —————  
 $a$  : 음속 [m/s]

$A_0$  : 대류열전달에 관한 Annand 상수  
 $b$  : 대류열전달에 관한 Annand 상수  
 $C_v$  : 정적비열 [ $J/kmol \cdot K$ ]  
 $C_p$  : 정압비열 [ $J/kmol \cdot K$ ]  
 $D$  : 직경 [m]  
 $f$  : 마찰계수  
 $f_0$  : 고유진동수 [Hz]

\* 정회원, 건국대학교 기계공학과

\*\* 정회원, 건국대학교 대학원

\*\*\* 정회원, 창원대학교 기계공학과

- $F$  : 단면적 [ $m^2$ ]
- $\kappa$  : 비열비
- $L$  : 길이 [m]
- $m$  : 질량 [kg]
- $N$  : 기관회전속도 [rpm]
- $p$  : 압력 [ $N/m^2$ ]
- $q$  : 유체의 단위 질량당 전열률 [ $J/kg \cdot s$ ]
- $Q$  : 단위 면적당 전열률 [ $J/m^2$ ]
- $R$  : 기체상수 [ $KJ/kg \cdot K$ ]
- $t$  : 시간 [sec]
- $T$  : 온도 [K]
- $u$  : 유체입자의 속도 [m/s]
- $u_i$  : 난류확염 속도 [m/s]
- $V$  : 체적 [ $m^3$ ]
- $x$  : 거리 [m]
- $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]
- $\mu$  : 점성 [ $kg/m \cdot s$ ]
- $\alpha$  : 크랭크각 [ $deg$ ]
- $Z$  : 임피던스

하첨자

- $c$  : 실린더
- $in$  : 유입
- $out$  : 유출
- $N$  : 분기관의 수
- $o$  : 정체점
- $p$  : 관 또는 미연 생성물

1. 서 론

내연기관에서는 신기의 흡입이 간헐적으로 이루어지므로 흡기관 내에서 압력 진동이 발생한다. 이 압력진동의 동적효과를 이용하면 기관내로 유입하는 흡입공기량을 증가시켜 출력을 향상시킬 수 있다는 것이 밝혀져 근간에는 대부분의 흡기 시스템을 기관 운용회전수에 동조시켜 생산하고 있는 실정이다.<sup>1)</sup> 그런데 동조 회전수에서는 체적효율이 향상되지만 이 회전수에서 벗어나면 체적효율은 저하된다. 이러한 이유 때문에 최근에는 가변 흡기 시스템을 사용하거나 특정 회전

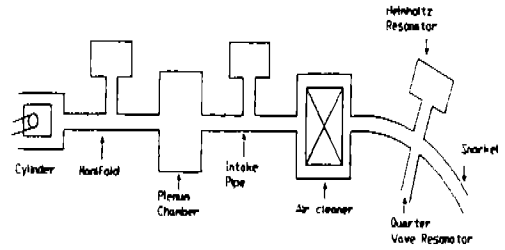


Fig.1 Engine Intake System

수 영역에서의 체적효율 향상이나 또는, 흡기 소음 저감을 위해 Fig.1에서와 같이 매니폴드, 흡기관 또는 스노클(Snorkel) 부위 등에 몇개씩의 공명기를 설치하고 있는 추세이다.

Shimanoto 등은 디젤기관에 있어서 고 회전속도 영역에서의 체적효율의 손상이 저 회전속도 영역에서의 체적효율 향상을 목적으로 공명기를 흡기시스템에 적용한 연구를 한 바 있고<sup>2)</sup>, Mazda 사에서는 VICS(Variable Inertia Charging System)라고 불리는 가변 흡기시스템을 개발하여 DOHC 4 밸브 기관에 장착하였는데 흡기관의 중간에 밸브로 여닫을 수 있는 공명기형 포트를 달아서 충전효율을 높이고 고 회전수에서 포트밸브의 개폐로 토크곡선의 개선을 도모하고 있다.<sup>3)</sup> 이재순 등은 공명기를 이용한 체적효율 향상을 목적으로 그 취부위치와 효과에 대한 연구를 한 바 있다.<sup>4)</sup> 이러한 동적효과와 연구는 엔진 본체에 별다른 수정없이 흡·배기관과, 공명기의 적절한 설계에 의해 기관의 체적효율을 향상시킬 수 있다는 점에서 주목 받고 있으며 이의 응용에 관한 노력 또한 꾸준히 경주되고 있다.

어느 특정주파수의 공명기를 제작하여 취부할 때 적절한 취부위치는 현재로는 여러개의 위치에 취부시키면서 찾아보는 시행착오법 밖에는 별다른 도리가 없으나 시뮬레이션 모델에 의한 수치계산을 통하여 최적의 성능을 나타내는 취부위치의 범위를 미리 예측할 수 있다면 요구되는 실험의 범위와 양을 크게 줄일 수 있으므로 본 연구에서는 전산 프로그램을 통해 이론적으로 공명기의 최적 취부 위치를 찾아 실험범위를 설정한 후 실측실험을 통하여 이를 확인하고자 한다.

연구범위는 흡기관상에 1개의 공명기를 달고 2, 000rpm에서 3,500rpm까지 500rpm 단위로 변경시키면서 최적 취부 위치를 우선 찾고 이렇게 찾은 최적의 취부위치에서 공명기의 목길이, 직경 및 체적 등을 변화 시키면서 이러한 변화가 체적효율에 어떠한 영향을 미치는가를 알아보고자 한다.

### 2. 연구 방법

흡·배기관의 동적효과를 이용하기 위한 동조회전수를 구하는 이론적 방법에는 정성적 방법과 정량적 방법이 있다. 정성적 방법은 예비 연구로서 설계점을 찾아 본 연구의 시간과 경비를 줄이는 방법이다. 정성적 방법에는 임피던스(Impedance)방법<sup>5)</sup>이 있고 정량적 방법에는 특성곡선법<sup>6),7),8)</sup>이나 Two-step Lax Wrendroff방법<sup>9)</sup> 등이 있으나 본 연구에는 특성곡선법을 이용한다. 연구 순서는 먼저 임피던스방법으로 동조회전수를 구하여 이 회전수에 부합되는 공명기를 설계함으로써 흡기 시스템을 구성하고 이렇게 구성된 흡기시스템에 대하여 특성곡선법으로 정확히 이론적 연구를 수행하여 공명기의 최적 취부 위치를 찾고 이를 실험으로 확인하는 순서를 취하였다.

### 3. 이론해석

#### 3.1 흡·배기관 내의 유동해석

기관성능의 변화를 정확하게 예측하기 위하여는 흡·배기관 내의 압력파의 거동을 정확하게 계산하여야 한다. 이를 위하여 본 연구에서는 관 내의 유동을 벽면과의 마찰, 열전달, 단면의 변화 및 엔트로피의 변화가 있는 1차원 비정상 유동으로 가정하고, 특성곡선법을 이용하여 계산한다. 이러한 조건의 1차원 비정상 유동의 기본방정식으로는 연속방정식, 운동량방정식 및 에너지방정식이 있다.

벽면과의 마찰, 열전달, 단면적의 변화 및 엔트로피의 변화가 있는 1차원 비정상 유동에 관한 기본방정식은 다음과 같다.

연속방정식 :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \tag{1}$$

운동량방정식 :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} = 0 \tag{2}$$

에너지방정식 :

$$q \rho F dx = \frac{\partial}{\partial t} [(\rho F dx)(C_v T + \frac{u^2}{2})] \tag{3}$$

$$\frac{\partial}{\partial x} [(\rho u F)(C_v T + \frac{P}{\rho} + \frac{u^2}{2})] dx$$

식(1)과 (2)를 이용하면 다음과 같이 변형된 에너지방정식은 얻을 수 있다.

$$\left(\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x}\right) - a^2 \left(\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x}\right) - (\kappa - 1) \rho \left[ q + \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \right] = 0 \tag{4}$$

$$(a^2 = \frac{\kappa P}{\rho} = \kappa RT)$$

식(1), (2) 및 (4)는 준선형 쌍곡선형 편미분 방정식의 형태이다. 이 방정식들의 해를 구하기 위하여 특성곡선법<sup>6),7),8)</sup>을 이용한다.

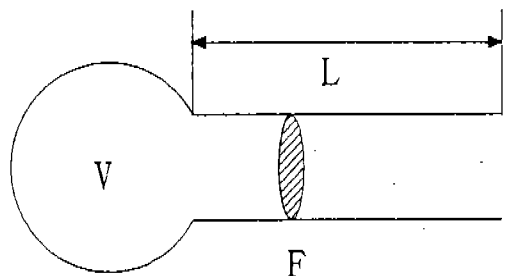


Fig.2 Resonator

### 3.2 공명기

공명기는 Fig.2와 같이 체적이 V인 요소와 길이가 L이고 단면적인 F인 목부분으로 구성되어 있다.<sup>10)</sup> 공명기의 공명주파수  $f_0$ 는 목길이와 단면적을 각각 L와 S라 하고 음속을  $\alpha$ 라 할때, 다음과 같이 표시된다.<sup>11)</sup>

$$f_0 = \frac{\alpha}{2\pi} \sqrt{\frac{F}{LV}} \quad (5)$$

### 3.3 경계조건

본 연구에 이용되는 경계조건들은 1) 대기 단과 접한 경계, 2) 스로틀보다, 3) 프레넘 챔버(Plenum Chamber), 4) 공명기, 5) 흡, 배기 밸브, 6) 분기관(分岐管), 7) 머플러 등으로 나누었으며 각 경계에 대하여 스로틀보다는 단일압력강화 모델을 사용하였고 프레넘 챔버와 공명기는 체적모델(Volume model)을, 흡·배기 및 분기관은 정압 모델을 그리고 머플러는 급격확대, 축소모델을 사용하였으며 상세한 내용은 참고문헌에 나타난 바와 같다.<sup>12), 13), 14)</sup>

### 3.4 실린더 내 열역학적 과정의 해석

실린더 내의 해석을 위하여는 흡·배기과정, 압축과정 및 연소가 끝난 후 기연가스만의 팽창과정에 있어서는 단일영역 모델을 적용하였고, 연소가 진행되는 시간동안에는 2영역 모델을 사용하였다.

#### (1) 단일영역 모델

흡·배기과정, 압축과정 그리고 연소가 끝난 후 기연가스만의 팽창과정에 대하여는 실린더 내에서의 가스의 상태가 균일하게 혼합된 상태로 생각하는 단일영역 모델을 적용하였다.<sup>6), 15)</sup> 크랭크각에 따른 실린더 내 압력변화는 열역학 제1법칙에 의하여 다음과 같이 유도된다.

$$\frac{dP_c}{da} = \frac{kc-1}{V_c} \left[ \left( \frac{a_{i0}^2}{k_i-1} \frac{dm_i}{da} \right) - \left( \frac{kc}{kc-1} P_c \frac{dV_c}{da} - \frac{a_{e0}^2}{k_i-1} \frac{dm_e}{da} \right) + \left( \frac{dQ}{da} \right) \right] \quad (6)$$

실린더 내의 질량변화율은 연속방정식에서 다음과 같이 구해진다.

$$\frac{dm_c}{da} = \frac{dm_i}{da} - \frac{dme}{da} \quad (7)$$

열전달은 Annand의 방정식<sup>16)</sup>을 이용하여 대류 및 복사열전달을 구한다.

$$\frac{dQ}{da} = \frac{FA_s Re^b k q}{6ND_c} (T_w - T) \quad (8)$$

$$Re = \frac{\rho D_c V_p}{\mu}, \quad kq = \frac{C_p \mu}{0.7}$$

식 (6)~(8)에서 실린더 내의 압력과 질량의 변화를 구하고 이상기체 상태방정식에서 실린더 내의 온도를 구한다.

#### (2) 2영역 모델

연소가 일어나고 있는 기간 동안은 2영역 모델을 사용하여 계산한다.<sup>17), 18), 19)</sup> 연소가 시작되는 시기의 판정은 Benson의 방법을 이용하여 기연가스의 체적이 전체 실린더체적의 0.1%가 되었을 때 점화가 이루어진 것으로 생각한다<sup>20)</sup>. 화염전파속도는 Kuehl의 총류 화염 속도에 Lienesch 등이 제안한 난류화염계수를 보정하여 계산한다.<sup>21), 22)</sup> 2영역 모델에 의한 질량연소율은 다음과 같다.

$$\frac{dm_p}{da} = \rho m A_f \mu_i$$

여기서,  $A_f$ 는 화염면의 면적을 말한다.

### 3.5 임피던스 방법

흡기관 내 공기는 고유진동수  $f$ 를 가지며 흡기관 내 압력진동이 고유진동수와 같이되면 압력진

동의 진폭은 더욱 커지게 된다. 이와같이 증폭된 압력진동은 매초 흡입회수와 동조 시킴으로써 가능해진다.

흡기관의 고유진동수는 임피던스  $Z$ 라는 음향학적 특성치를 이용해서 흡기관 형상의 함수로써 나타낼 수 있다. 임피던스  $Z$ 는 압력파가 통과함으로써 생긴 체적변화  $\tilde{V}$ 에 대한 압력변화  $\tilde{P}$ 로서 다음과 같이 정의된다.

$$Z = \frac{\tilde{P}}{\tilde{V}} \quad (9)$$

이 값은 압력파의 전달 경로 조건에 따라 변하며 각 경로 조건에 대한 임피던스는 아래와 같다.

(1) 직관의 경우

$X=0$ 에서  $Z_1$ 은 다음과 같이된다.

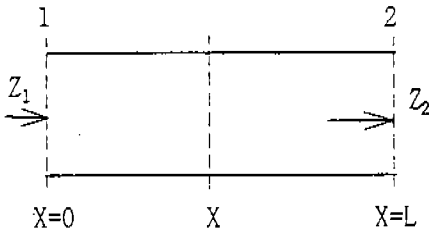


Fig.3 Impedance of Pipe

$$Z_1 = \frac{\beta}{F} \cdot \frac{Z_2 - \frac{\beta}{F} \cdot \tan(KL)}{Z_2 \cdot \tan(KL) + \frac{\beta}{A}} \quad (10)$$

여기서  $\beta = a^2 \rho K$ 이며  $K$ 는 파동수(Wave Number)이다.

(2) 교축관 혹은 단관인 경우

$KL \cong 0$  이므로

$$Z_2 - Z_1 = \frac{\beta KL}{A} \quad (11)$$

(3) 용기인 경우

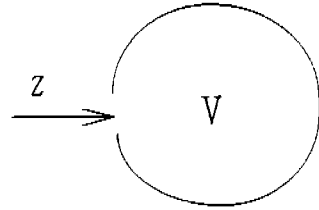


Fig.4 Impedance of Volume

$$Z = a^2 \cdot \frac{\rho}{V} \quad (12)$$

(4) 접속부의 경우

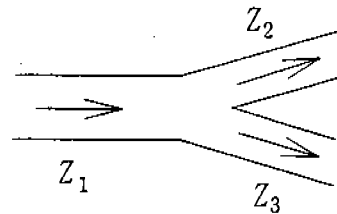


Fig.5 Impedance of Junction

$$\frac{1}{Z_1} = \frac{1}{Z_2} + \frac{1}{Z_3} \quad (13)$$

(5) 폐지단 및 개방단인 경우

폐지단의 경우는 체적변위가 없으므로

$$Z = \infty \quad (14)$$

개방단의 임피던스는 압력변동 성분이 0이므로 다음과 같이된다.

$$Z = 0 \quad (15)$$

(6) 실린더의 임피던스

실린더, 흡기포트 및 흡기관을 Fig.6과 같이 단순화시키면 임피던스는 다음과 같다. 흡기밸브가 열렸을 때

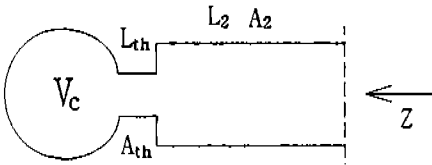


Fig.6 Simplified Cylinder Model

$$Z_1 = \frac{\beta}{A_2} \frac{\left(\frac{a^2 \rho}{V_c} - \frac{\beta K L_{th}}{A_{th}}\right) - \frac{\beta}{A_2 \tan(K L_2)}}{\left(\frac{a^2 \rho}{V_c} - \frac{\beta K L_{th}}{A_{th}}\right) \tan(K L_2) + \frac{\beta}{A_2}} \quad (16)$$

와 같이되고

흡기밸브가 닫혔을 때는

$$Z = \frac{\beta}{A_2 \tan(K L_2)} \quad (17)$$

와 같이된다.

흡기관은 용기와 관의 조합체로 생각해서 그들의 접속부에 대한 임피던스의 크기를 결정하면 임피던스 방정식이 결정되고 이 방정식들에서 임피던스를 소거하면 K만을 미지수로 하는 하나의 방정식이 얻어지는데 이 방정식을 만족하는 파동수, K를 구하면 흡기관의 고유진동수  $f_0 = \frac{K a}{2\pi}$  를 얻을 수 있고 따라서 동조회전수를 구할 수 있다.

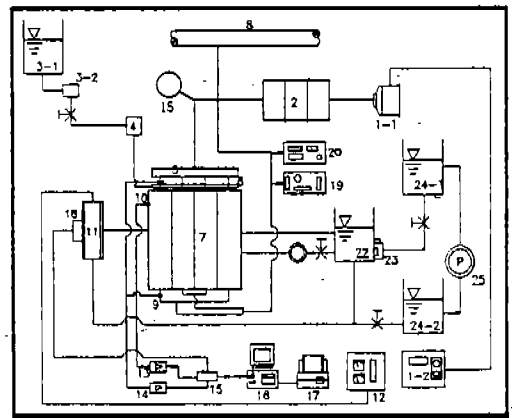
#### 4. 실험 장치 및 방법

실험에 사용된 기관은 4기통 DOHC MPI 전 기점화 기관으로 주요 제원은 Table 1에 나타나었다.

Fig.7은 실험장치의 개략도를 나타내고 있다. 흡기관의 압력을 측정하기 위하여 1번 실린더 흡기 매니폴드에 실린더 블록에서 프레넘챔버 방향으로 5cm 떨어진 위치에 저압 센서의 지지대를 제작 설치하여 센서의 지지 및 기밀 유지를 이룰 수 있도록 하였다. 측정에 사용된 압력센서는 Kistler 4075A10 압저항형 절대압력 변환기

Table 1 Engine specification

| Item                  | Specification   |
|-----------------------|---|
| Engine type           | 4 cylinder-in-line DOHC                                     |
| Max. Output           | 135PS/6000rpm   |
| Max. Torque           | 17.5kg-m/4,500rpm   |
| Piston displacement   | 1,836cc   |
| Bore × stroke         | 81.5mm × 88mm   |
| Compression ratio     | 9.2   |
| Valve timing          | IVO : 26BTDC<br>IVC : 46ABDC<br>EVO : 55BBDC<br>EVC : 9ATDC |
| Firing order          | 1-3-4-2   |
| Connecting rod length | 150mm   |
| Fuel supply           | Multi-point-injection (MPI)                                 |
| Plenum chamber volume | 1,100cc   |



-1, 2. Air Flow Meter 5.Low Pressure Sensor 7.Engine 10.High Pressure Sensor 11.Dynamometer 13. High Pressure Amplifier 14.Low Pressure Amplifier 15.Resonator

Fig.7 Schematic Diagram of Testing Apparatus

(Piezo-Resistive Absolute Pressure Transducer)를 이용하였다. 센서에서 검출된 입력 신호는 Kistler 5001 전하증폭기를 이용하여 증폭하였다. 실린더 내부의 고압을 측정 하기 위해서는 Kistler 6117A17 압전형 고온 압력 변환기 (Piezo-electric High Temperature Pressure Transducer)를 이용하였으며, 이의 압력 신호는 같은 회사 제품인 전하증폭기 5007를 이용하여 증폭하였다. 이와 같이 검출, 증폭된 압력 신호는 A/D Converter를 이용하여 디지털신호로 변환하여 PC에 저장하였다. 사용된 A/D Converter는 DT 2821-G-16SE를 이용하였으며, 12비트의 분해 능력을 가지고 있다. 크랭크 각의 검출을 위하여 엔코더(Encoder)를 이용하여 각도 검출용 신호와 상사점 신호를 발생 시켰다.<sup>23)</sup> 엔코더의 분해능력은 1회전 당 720펄스이다. 상사점의 검출은 대단히 중요하며 엔진 상사점 위치와 엔코더 상사점 신호와의 일치는 오실로스코프를 이용하여 일치시키는 기계적인 방법과 엔진 모터링상태에서 상사점을 찾아 그 차이 만큼을 프로그램을 이용하여 이동시키는 방법을 병행하여 사용하였다.<sup>25)26)</sup> 실험에 사용된 동력계는 와전류식 흡수식 동력계로서 국내에서 개발한 (주)환용정공의 HW-160을 이용하였다. 흡입 공기량의 측정에는 터빈센서를 이용한 슈퍼플로우 미터(Super Flow Meter; SF-730)를 이용하였으며 연료량의 측정은 4리터 비커를 전자저울 위에 위치시키고 엔진 구동시 감소하는 연료량을 측정하였다. 이 밖에 공명기는 소음감소용으로 사용되는 2,300cc와 3,600cc의 체적을 갖는 공명기를 사용하였다. 일반적으로 흡기관계의 고유진동수  $f$ 와 기관회전수  $N$ 은 최적동조차수  $m_{opt}$ 와 관계되며  $\theta_s$ 는 흡기밸브의 유효개구각도라 할 때 관계식은 다음과 같다.<sup>27)</sup>

$$m_{opt} = \frac{120f}{N} = \frac{720}{\theta_s} \quad (18)$$

본 연구에서 사용된 공명기는 체적값으로 해석되므로 공명기의 형상에는 관계없이 전술한 공명기의 관계식 (5)에 관해 풀어 식(18)과 동조하

는 주파수에 부합하는 체적값을 설계값으로 선택하면된다.

### 5. 결과 및 고찰

#### 5.1 임피던스방법에 의한 동조기관 회전수

앞서 설명한 임피던스방법에 의하여 흡기관 길이에 따른 동조회전수를 구하였으며 그 결과를 Fig.8에 나타내었다.<sup>27)</sup> Fig.8에서 흡기관 길이 180cm에서의 1차 동조회전수는 1,800rpm이고, 2차 동조회전수는 3,000rpm으로 나타나고 있다. 그러나 실험 운전조건이 2,000~3,500rpm

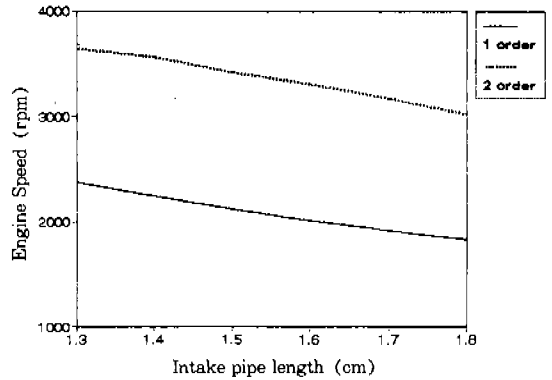


Fig.8 Tuned engine rpm at each pipe length by the impedance method

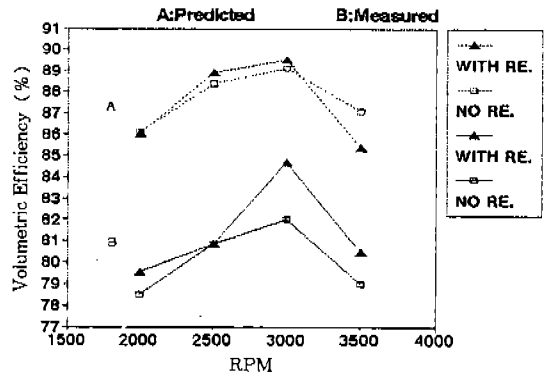


Fig.9 Comparison of volumetric efficiency with or without the resonator

까지 이므로, 본 연구에서는 2차 동조 회전수를 이용하기로 한다. 위의 임피던스방법으로 구한 2차 동조회전수를 갖는 공명기를 설계 제작하여 이론 및 실측 실험을 한다.

### 5.2 공명기 유, 무에 따른 체적효율 비교

Fig.9는 공명기를 장착한 경우와 장착하지 않은 경우의 기관회전속도에 따른 체적효율의 변화를 계산한 것을 실험 결과와 비교하여 도시한 것이다. 이 그림에서 보면 계산과 실험 모두 공명기가 있는 경우가 공명기가 없는 경우에 비해 체적효율이 높게 나타남을 알 수 있다. 특히 임피던스 방법으로 구한 기관 동조회전수인 3,000rpm에서 체적효율이 최대가 됨을 보여주고 있다. 계산결과는 실험에서 나타나는 경향을 잘 반영하고 있으나 정량적으로 최대 8% 정도까지 높은 값으로 계산되고 있다.

### 5.3 공명기 최적 취부 위치

최대의 체적효율을 나타내는 공명기의 위치를 찾기 위하여 여러 기관회전속도에서 공명기의 위치를 바꾸어 가며 계산을 시행한 결과 Fig.10에 나타난 바와 같이 프레누 챔버로부터 150cm 떨어진 위치에 공명기를 취부할 경우 가장 좋은 체적효율을 나타내는 것으로 계산되었다. 이 결과를 확인하기 위하여 이 값을 중심으로 상, 하 한 개씩을 택하여 120cm, 150cm, 170cm의 3개의

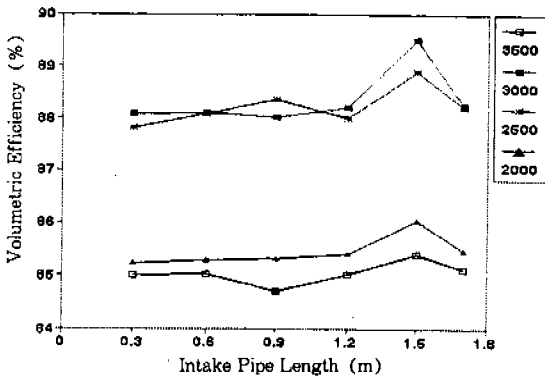


Fig.10 Calculated volumetric efficiency at each length if intake pipe

위치에 대하여 실험을 시행하여 계산과 비교하였으며 그 결과를 Fig.11에 나타내었다. 그림에 나타난 바와 같이 이론값이 실험값보다 다소 높은 값을 나타내지만 계산은 실험에서 나타나는 경향을 잘 반영하고 있으며, 양쪽 모두 프레누 챔버로부터 150cm 일 때가 가장 큰 체적효율을 나타내고 있음을 알 수 있다.

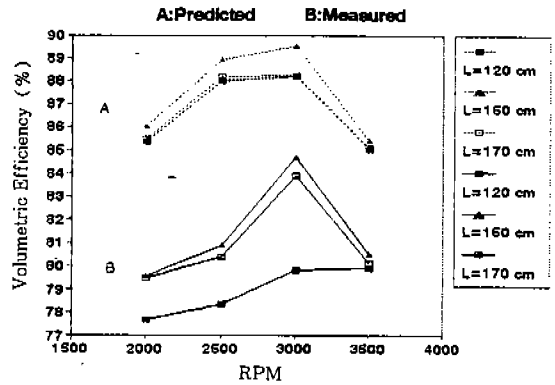


Fig.11 Comparison of volumetric efficiency between calculation and experiment with respect to the mounting position variation of resonator

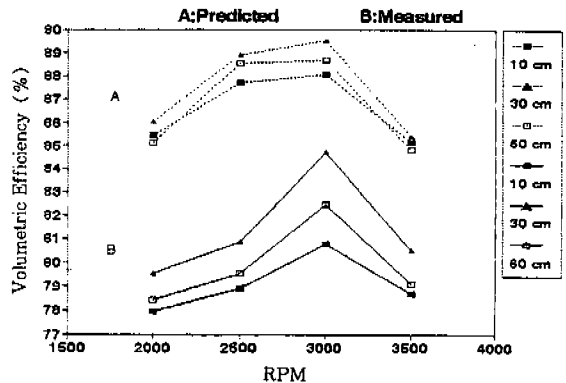


Fig.12 Comparison of volumetric efficiency between calculation and experiment with respect to the neck length variation of resonator



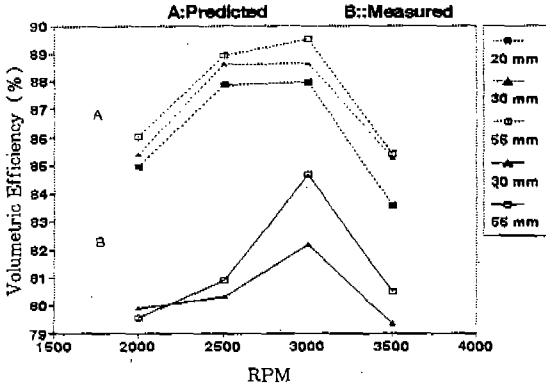


Fig.13 Comparison of volumetric efficiency between calculation and experiment with respect to the neck diameter variation of resonator

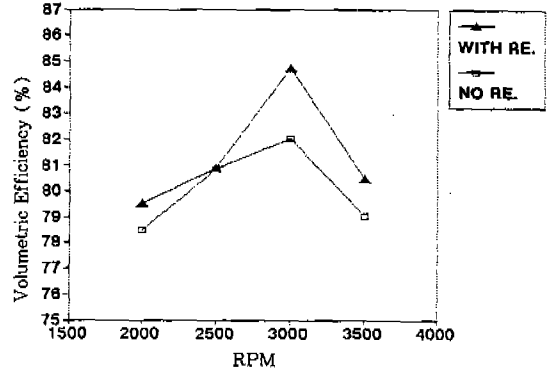


Fig.15 Comparison of volumetric efficiency with or without resonator

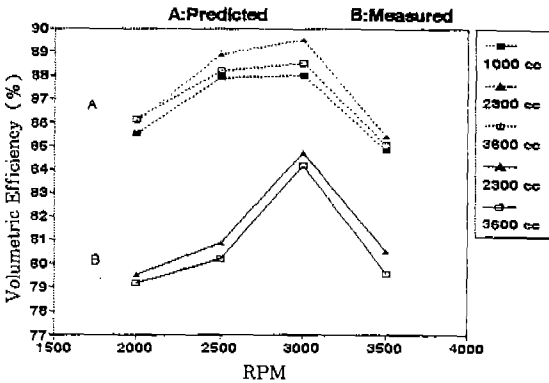


Fig.14 Comparison of volumetric efficiency between calculation and experiment with respect to volume variation of resonator

5.4 공명기 목길이의 변화

2,300cc의 체적을 갖는 공명기를 흡입관 150cm 위치에 고정하고, 공명기의 목길이를 10cm, 20cm 및 30cm로서 세가지로 변화시킨 경우에 관한 체적효율의 변화를 계산 및 실험한 결과를 Fig.12에 나타내었다. 계산과 실험 모두 동일한 성향을 나타내고 있으며 공명기의 목길이가 30cm일 때가 가장 좋은 결과를 보여주고 있으나 앞서의 경우들과 마찬가지로 계산값이 여전히

히 실험에서보다 큰 값을 나타내고 있다.

5.5 공명기 목직경의 변화

공명기의 목직경이 체적효율에 미치는 영향을 검토하기 위하여 앞의 검토 결과를 토대로 2,300cc의 체적을 갖는 공명기를 흡기관 150cm상에 목길이를 30cm로 고정하고 목직경을 20mm, 30mm 및 55mm로 변화시킨 경우 체적효율의 변화를 이론적으로 구한 결과 Fig.13과 같이 직경 55mm인 경우가 가장 큰 값을 나타내었다. 따라서 30mm와 55mm의 2가지 경우에 대해 실측 실험을 시행한 결과 실험값에서도 55mm인 경우가 체적효율이 가장 커 이론을 잘 뒷받침해 준다.

5.6 공명기 체적변화

공명기의 체적변화가 체적효율의 변화에 미치는 영향을 검토하기 위하여 흡기관 150cm에 직경 55mm, 목길이 30cm의 공명기를 달고 공명기의 체적을 1,000cc, 2,300cc 및 3,600cc의 세가지로 바꾸어가며 계산한 결과 Fig.14에 나타난 바와 같이 2,300cc인 경우가 가장 큰 체적효율을 나타내는 것으로 나타났다. 그러므로 이를 기준으로 2,300cc, 3,600cc의 2가지 경우에 대하여 실측 실험을 한 결과 역시 2,300cc때가 좋은 값으로 나타나 이론을 잘 뒷받침 해준다.

### 5.7 최적 공명기 취부의 영향

이상과 같은 이론 및 실험적 연구를 통하여 본 연구에서 대상으로 삼은 기관의 경우 2,300cc의 체적과 목길이 30cm, 직경 55mm를 갖는 공명기를 흡기관상 150cm에 취부하였을 때 가장 큰 체적효율을 갖는 것으로 나타났다. 이와같이 도출된 공명기를 장착한 경우와 그렇지 않은 경우 즉 기존 제품의 체적효율을 비교한 결과가 Fig. 15에 나타나 있다. Fig.15에 의하면 본 연구에서 도출한 체적의 공명기를 취부한 경우가 기존 제품에 비해 약 2~3%의 체적효율의 향상을 보이고 있음을 알 수 있다.

이상의 검토를 통하여 본 연구에서 개발한 시뮬레이션 프로그램을 통하여 공명기의 최적설계 사양을 도출할 수 있었으며 이를 실험과 비교한 결과 계산값은 실험에서 나타난 경향을 잘 반영하고 있음을 알 수 있다. 그러나 정량적으로는 계산값이 실험에서 나타난 것보다 전반적으로 높게 계산되고 있으며 그 차이는 최대 9% 정도에 있다. 이 차이는 흡기관의 모델링에 있어 매니폴드를 구성하는 각 관 사이에서의 압력강하를 고려하지 않아 결과적으로 실제보다 체적효율이 높게 계산된 것으로 생각된다. 또한 공명기의 목과의 연결부분에서 발생하는 압력강하가 계산에 적절히 반영되지 못한 것도 체적효율 과대 계산의 한 원인이 된다고 생각되며 앞으로 계속적인 연구를 통하여 이에 관한 개선이 요구된다.

## 6. 결 론

내연기관의 체적효율 향상을 목적으로 상용 MPI DOHC 스파크 점화기관을 대상으로 공명기를 흡기관에 설치하여 공명기의 치수 및 위치를 변화시키면서 이론 및 실험적으로 연구한 결과 다음과 같은 결론을 도출할 수 있었다.

- 1) 체적 효율 향상을 위해 흡기관에 취부시킨 공명기의 최적 취부 위치를 찾기 위하여 시뮬레이션 프로그램으로 계산한 이론적 연구결과는 실험결과와 정성적으로 잘 일치함을 보여 이 시뮬레이션 프로그램의 유용성이 확인되었다.

- 2) 각 기관은 그 기관에 합당한 공명기를 취부시킬 경우 특정회전수 영역에서 체적효율을 향상시킬 수 있음이 확인되었다.
- 3) 본 연구에서 대상으로 한 MPI DOHC SI기관의 최적 공명 시스템의 치수는 공명기 체적은 2,300cc, 목길이는 30cm, 목직경은 55mm로, 그리고 공명기 취부위치는 흡기관상에서 프레스 챔버로부터 150cm에 설치 하였을 때임을 알 수 있었다.
- 4) 공명시 부착시의 체적효율은 기존제품의 체적효율보다 전반적으로 2~3% 정도의 향상을 보였다.

## 참 고 문 헌

1. 이재순 외 5인 “전기점화 다중분사기관의 흡, 배기계 최적 설계에 관한 연구”, 한국자동차공학회 1994년 춘계학술대회 초록집, pp. 149~157, 943819, 1994.
2. Y. Shimamoto, “An Attempt to Improve the Characteristics of Volumetric Efficiency by a Resonator in Four Cycle Diesel Engines”, JSME, vol 52, NO. 478, 1986.
3. “자동차 New Technology 集成”, 기아자동차 중앙기술 연구소, pp. 10~13, 1992.
4. 이재순외 3인, “Helmholtz Resonator가 SI기관의 흡기시스템에 미치는 영향에 관한 실험적 연구”, 한국자동차공학회 춘계학술대회 초록집, vol.1, pp. 212~219, 1994.
5. “Turbomachinery의 설계 및 제작기술 개발”, 과학기술처, pp. 19~33, 1987
6. 유병철, 이병해, 윤건식, “4기통 4사이클 터보과급 가솔린 기관의 성능 및 배기조성 예측에 관한 연구”, KSAE vol.10 No.6, 1988.
7. J. S. Lee et al, “A Theoretical and Experimental Study on the Prediction of Volumetric Efficiency for the 4-cylinder Diesel Engine”, KSME, vol. 16, No. 10, pp. 1928~1939, 1992.
8. J. S. Lee et al, “Study on the Prediction

- of Volumetric Efficiency for the 4-cylinder Diesel Engine", Proceedings of IPC-6, vol. 1, pp. 117~128, 1991.
9. J. S. Lee et al, "Numerical Study on the Prediction of Volumetric Efficiency of Diesel Engine", Proceedings of IPC-5, pp. 244. 1~244. 9, 1989
  10. Lawrence E. Kinsler, "Fundamentals of Acoustics". John Wiley & Sons, pp. 225 ~227, 1994.
  11. "공명기를 이용한 흡기소음 저감", 기어자동차 중앙기술 연구소, 기술보고서, pp. 1~8, 1992. 10
  12. R. N. Noyes, "Analytical Prediction of Discharge Coefficient for Engine Poppet Valves", GM Report-3376, 1980.
  13. Ohata. a and Ishida. Y, "Dynamic Inlet Pressure and Volumetric Efficiency of four cycle four cylinder Engine", SAE paper 820407, 1982.
  14. 윤건식, "4기통 4사이클 스파크 점화 기관의 성능 및 배기조절 예측에 관한 연구", 고려대학교 박사학위 논문, 1988.
  15. R. S. Benson and N. D. Whitehouse, "Internal Combustion Engines", Combined, Ed., Pergamon Press. Oxford, 1979.
  16. W. J. D. Annand, "Heat Transfer in the Cylinder of Reciprocating Internal Combustion Engines", Proc. Instn, Mech. Engrs. Vol 177, pp. 973~996, 1963.
  17. R. S. Benson, P. C. Baruah, "Performances and Emission Prediction for a Multi-Cylinder Spark Ignition Engine", Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 191, pp. 339~354, 1977.
  18. D. E. Winterbone and G. I. Alexander, "Efficiency of Manifolds of Turbo-charged Engines", Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 199 No. D2, 1985.
  19. J. I. Ramos, "Internal Combustion Engine Modeling", pp. 245~275, Hemisphere Publishing Corporation, 1989.
  20. R. S. Benson, W. J. D. Annand, P. C. Baruah, "A simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder 4-stroke cycle S. I. Engine", Int. J. Mech. Sci. Vol.17(2), pp. 97~124, 1975
  21. D. K. Kuehl, "Laminar-Burning Velocities of Propane-Air Mixtures", 8th International Symposium on Combustion, pp. 510~521, 1962.
  22. J. H. Lienesch and M. K. Krab, "Using Microwaves to Phase Cylinder Pressure at Crank-Shaft Position", SAE Paper 790103, 1979.
  23. D. R. Lancaster, R. B. Krieger, "Measurement and Analysis of Engine Pressure Data", SAE Paper 750026, 1975.
  24. E. V. Lawrence, "Spark Plug Pressure Transducers for measuring Indicated Work", SAE Paper 780148, 1978.
  25. 한정옥, 이영주, 김승수, "모터링 압력 측정을 통한 상사점 결정 방법에 관한 연구", KSAE, vol 10 No. 6, 1988.
  26. 김승수, 한정옥, 김기성, "컴퓨터 인터페이스 기법을 이용한 종합 가솔린 엔진 데이터 전산화 시스템 개발에 관한 연구", 과학기술처, 1991.
  27. 김형섭 "기관 흡기계의 최적 설계에 관한 연구", 건국대학교 석사 학위 논문, pp. 1~34, 1993.