

< 論 文 >

엔진 흡기관내의 유체유동에 관한 연구

성낙원\* · 이응석\* · 강건용\* · 엄종호\*\*

(1987년 9월 12일 접수)

A Study on Fluid Flow in the Intake Manifold for an Engine

Nak W. Sung, Eung S. Lee, Kern Y. Kang and Jong H. Eum

**Key Words :** Intake Manifold(엔진 흡기관), Volumetric Efficiency(체적효율), Intake Valve(흡기밸브), Pipe Branch(관 분지), Stability Condition(안정조건), Firing Order(발화 순서), Pressure Wave(압력파)

Abstract

In order to predict performance of the intake manifold, which is dependent on the length and diameter of a resonance pipe, the Fluid Dynamic Model for 4-cylinder diesel engine is developed using two step Lax-Wendroff method to solve the governing equations of air flow in the intake system. Boundary conditions at the intake valve, branch at the manifolds, and pipe end are also modeled. The results of the models are compared with the experimental results of a motored engine. The model is capable of predicting the real phenomena satisfactorily with reasonable computing time.

기 호 설 명

$A, F$	: 단면적	$q, Q$	: 열전달량
$a$	: 음속	$R$	: 기체상수
$C_p, C_v$	: 정압, 정적비열	$t$	: 시간
$f$	: 관 마찰계수	$u$	: 속도
$h$	: 엔탈피	$U, G, B$	: 벡터합수
$k$	: 비열기	$W$	: 일
$L_o$	: 흡기 공진관 길이	$\eta_v$	: 체적효율
$m$	: 질량	$\alpha$	: 난류유동 열전달 계수
$n(\text{rpm})$	: 엔진회전수, 실린더수	$\rho$	: 밀도
$p$	: 압력		
$p_c$	: 실린더 압력		

1. 서 론

흡기관을 최적으로 설계하는 방법은 흡기관내의 공기를 음향학적으로 엔진 흡기관과 공진시키는 방

\* 정희원, 한국기계연구소 수송기계실  
 \*\* 건국대학교 대학원

법을 이용하여 설계하는 정성적 해석방법<sup>(1,2)</sup>과 흡기관내유동을 유체역학적으로 해석하는 정량적 방법으로 나눌 수 있다. 정량적 해석방법의 최적설계는 흡기관내의 정확한 유체유동 해석을 통하여 가능하고, 이제까지의 연구는 비정상 압축성 유체유동을 수학적 방법에 기초를 둔 특성 곡성법 (method of characteristics)으로 해석하여 왔으나<sup>(3,4)</sup>, 최근 컴퓨터의 발달과 함께 유한 차분법 (finite difference method)을 이용한 방법이 증가하는 추세에 있다<sup>(5,6)</sup>.

현재 국내 자동차 업체에서는 주요한 엔진설계의 대부분을 외국에 의뢰하는 실정으로 흡기관의 형상도 외국 엔진 설계 기술에 의존하여 이분야에 대한 설계기술 확보가 시급하다 하겠다.

본 연구의 목적은 흡기관내의 유체유동을 Lax-Wendroff 방법을 이용한 유한차분법으로 해석함으로써 엔진 흡기효율에 영향을 미치는 흡기관내 압력을 관찰하고 이를 이용한 흡기관계 최적 설계기술을 확립하고자 한다.

2. 흡기관내 유체유동 해석

4기통 디젤엔진의 흡기관내에서의 유체유동은 각 실린더의 피스톤 운동에 따르는 비정상 유동 특성과 각 실린더의 흡기밸브 개폐에 따르는 흡기관 분지에서의 경계조건과 흡기밸브 입구와 실린더, 관단의 대기조건을 경계로 하는 매우 복잡한 유동 특성을 갖는다.

본 연구에서는 보다 실질적인 흡기관계 유체유동 해석을 위하여 전체흡기관계를 관내 유동해석 모델, 실린더 상태, 흡기밸브 입구, 관단과 대기, 그리고 분지점 경계조건으로 분류하여 관내는 1차원 압축성 비정상유동으로 가정하고 관내 열전달 및 마찰, 곡관 손실을 고려한 기본 방정식을 유한 차분법을 이용하여, 경계조건으로 주어진 실린더분지, 대기상태는 짧은 시간동안 정상상태로 가정하여 해석한다.

2.1 관내 유동

관내 유체의 유동은 실제로는 3차원 유동이지만, 밸브경계나 분지점에서 특별한 해석을 해준다면 1차원 유동으로 가정할 수 있다<sup>(6,7)</sup>. 관단면적의 변화, 벽면 마찰, 곡관 손실, 관벽면과의 열손실등을 고려한 1차원 압축성 비정상 유동에 대한 기본방정

식은 다음과 같다.

연속 방정식

$$\partial \rho / \partial t + \partial (\rho u) / \partial x = -\rho u / F \cdot dF / dx \quad (1)$$

운동량 방정식

$$\partial u / \partial t + u \partial u / \partial x + 1 / \rho \cdot (\partial p / \partial x) = -(4f / d + \zeta) u |u| / 2 - \rho u^2 / F \cdot dF / dx \quad (2)$$

에너지 방정식

$$F dx \cdot \partial / \partial t (\rho u^2 / 2 + \rho e) + \partial / \partial x (F \rho u (u^2 / 2 + e + p / \rho)) dx = q F dx \quad (3)$$

식 (2)에서  $f$ 는 관마찰손실로서 관내표면 거칠기에 의해 결정되며 거친관으로 가정할때 Blasius의 경험식으로부터<sup>(8)</sup>

$$f = 0.2373 / Re^{1/4} \quad (4)$$

이고  $Re$ 는 레이놀즈수로서  $Re = ud / \nu$ 이며, 여기서  $u$ 는 관내공기 속도,  $d$ 는 관지름이다.  $\zeta$ 는 곡관손실계수로서 흡기관이 90도로 굽는 지점에서는 standard elbow로 가정하여 0.092, 직관인 경우 0.0이다. 식 (3)에서  $q$ 는 관벽면으로부터의 단위 질량당 열전달율이며,

$$q = 4\alpha (T_w - T) / (d\rho) \quad (5)$$

이고,  $T_w$ 는 관표면 온도로서 대기에 노출되어 있으므로 300K로 가정한다.  $\alpha$ 는 난류유동의 열전달 계수로서  $G$ 를 질량흐름율이라 할때<sup>(9)</sup>

$$\alpha = 0.004 G^{0.8} / d^{0.2} \text{ (kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C)}. \quad (6)$$

식 (1)~(3)을 풀기 위하여 유한차분법을 사용한다. 유한차분법에는 많은 방법이 사용되고 있으나, 계산이 보다 단순하고 압축성 유동에 널리 사용되고 있는 2-step Lax-Wendroff 방법을 사용하였다. 이 방법은  $0[(\Delta x)^2, (\Delta t)^2]$ 의 절단오차를 가지며 Fig. 1에서와 같이 첫단계에서는 반격자점에 대해서 Lax방법을 적용하고, 두번째 단계에서는 새로운 격자점에 대해서 leap frog 방법을 적용한다<sup>(9)</sup>.

첫 단계로 일반화된 지배방정식  $\partial U / \partial t + \partial G / \partial x = B$ 에 대해서 반격자점에 Lax방법을 적용하면 다

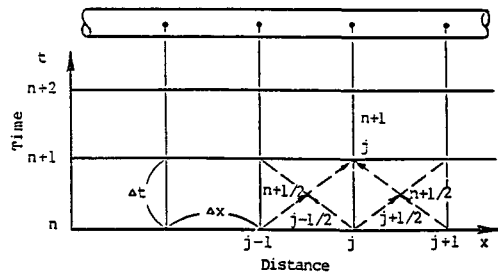


Fig. 1 2-step Lax-Wendroff method

음과 같다.

$$U_{j+1/2}^{n+1/2} = (U_{j+1}^n + U_j^n) / 2 - dt / 2dx (G_{j+1}^n - G_j^n) + dx (B_{j+1}^n + B_j^n) / 4 \quad (7)$$

$$U_{j-1/2}^{n+1/2} = (U_j^n + U_{j-1}^n) / 2 - dt / 2dx (G_j^n - G_{j-1}^n) + dx (B_j^n + B_{j-1}^n) / 4 \quad (8)$$

두번째 단계로 새로운 격자점에 대해서 leap frog 방법을 적용하면

$$U_j^{n+1} = U_j^n - dt / dx (G_{j+1/2}^{n+1/2} - G_{j-1/2}^{n+1/2}) + dt (B_{j+1/2}^{n+1/2} + B_{j-1/2}^{n+1/2}) / 2 \quad (9)$$

식 (7), (8), (9)를 각 격자점마다 적용시킴으로써 관내 유동에 대한 격자점에서의 새로운 값  $U$ ,  $G$ ,  $B$  벡터값을 구할 수 있고, 이들 벡터값을 가지고 각 격자점에서 새로운 상태량  $p$ ,  $u$ ,  $\rho$ 를 구한다. 2-step Lax-Wendroff 방법은 격자점의 크기에 따라서 결과의 안정도가 결정되며, 안정해를 얻기 위한 격자점 크기에 대한 분석으로 가장 일반적으로 사용하고 있는 von Neumann의 방법을 사용하여 구한

$$\text{Courant No.} = (U + a) \Delta t / \Delta x \leq 1 \quad (10)$$

이 되도록  $\Delta t$ 와  $\Delta x$ 의 크기를 조절한다<sup>(10)</sup>.

### 2.2 흡기밸브 조건

흡기관과 실린더 사이의 흡기밸브 입구 조건을 흡기포트와 흡기밸브의 교축현상으로 가정하고 축소-확대의 노즐로 단순화시켜, Fig. 2와 같이 나타낼 수 있다.

흡기상태의 노즐부 속도는 아음속 흐름이므로 노즐부 압력을 정체점인 실린더내 압력으로 가정하여 노즐부 압력  $p_2$ 를 계산하고, 노즐부 속도  $u_2$ , 밀도  $\rho_2$ 를 노즐직전 격자점으로부터 구하기 위하여 1~2사이를 정상상태로 가정하고 여기에 연속방정식과 에너지방정식을 적용한다<sup>(11)</sup>.

$$p_2 = p_c \quad (11)$$

연속 방정식

$$F_2 u_2 \rho_2 = F_1 u_1 \rho_1 \quad (12)$$

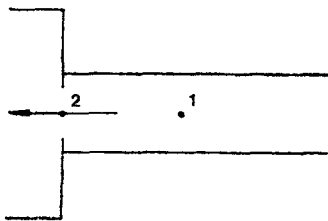


Fig. 2 Conditions of intake valve

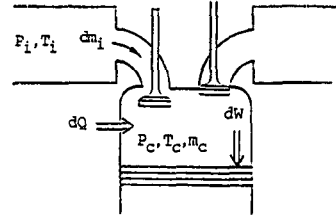


Fig. 3 Conditions of cylinder

에너지식

$$a_2^2 + (k-1) u_2^2 / 2 = a_1^2 + (k-1) u_1^2 / 2 \quad (13)$$

다음단계 ( $t + \Delta t$ )의 실린더 압력  $p_c$ 는 벽면으로부터의 열전달과 흡기노즐을 통한 흡입공기량을 고려하여 Fig. 3과 같이 흡기밸브 경계와 실린더내를 포함하는 개방계로 가정하고 에너지 보존법칙을 적용하여 구한다.

위 개방계에 대한 에너지 보존식은

$$dE = dQ - dW + h_i dm_i \quad (14)$$

이고, 각 항들은

$$dE = C_v T_c dm_c + m_c C_v dT \quad (15)$$

$$h_i dm_i = C_p T_i dm_i \quad (16)$$

$$dW = p_c dV \quad (17)$$

로 나타낼 수 있고 식 (15), (16), (17)을 식(14)에 대입한 후 정리하면,

$$C_v d(m_c T_c) = dQ - p_c dV + C_p T_i dm_i \quad (18)$$

이상기체 방정식과 아래의 관계식

$$k = C_p / C_v, \quad C_p - C_v = R \quad (19)$$

을 식 (18)에 대입한 후 압력변화에 대해서 정리하면

$$dp_c / dt = 1 / V (-k p_c dV / dt + (k-1) dQ / dt + kRT_i dm_i / dt) \quad (20)$$

이다.

여기서  $dm_i / dt$ 는 흡기밸브를 통해서 유입되는 순간 가스질량이며,  $dQ / dt$ 는 벽면으로부터의 열전달률로서 대류항으로 표시된 Wochni방정식<sup>(12)</sup>을 적용하면 다음과 같다.

$$dQ / dt = Ah(T - T_w) \quad (21)$$

$$h = 110 (KC_m)^{0.8} d^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.53} \quad (22)$$

(kcal/m<sup>2</sup> h°C)

여기서  $K = 6.18$ ,  $C_m$ 는 피스톤 평균속도(m/s)이고,  $T_w$ 는 연소실벽면온도로서 실린더헤드 온도( $T_H$ )를 420K, 피스톤 온도( $T_P$ )를 520K, 실린더 벽면온도( $T_C$ )를 395K로 가정한 후 각 부분 면적을 고려하여  $T_w = (A_H T_H + A_P T_P + A_C T_C) / (A_H$

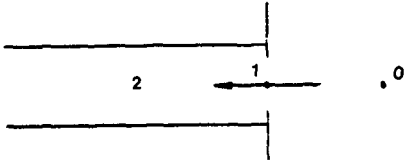


Fig. 4 Conditions of pipe end

+  $A_p + A_c$ )로 계산한다<sup>(13)</sup>.

2.3 대기 조건

대기로부터 관내로 유입되는 가스유동은 Fig. 4에서 나타난 것과 같이 0과 1 사이에 흐름을 등엔트로피로 가정하고, 여기에 에너지식과 1점과 2점 사이의 연속방정식을 적용한다.

에너지식

$$a_0^2 = a_1^2 + (k-1) u_1^2 / 2 \tag{23}$$

등 엔트로피식

$$p_0 / \rho_0^k = p_1 / \rho_1^k \tag{24}$$

연속방정식

$$\rho_1 F_1 u_1 = \rho_2 F_2 u_2 \tag{25}$$

식 (23), (24), (25)와 이상기체의 상태방정식을 결합하여  $u_1$ ,  $p_1$ ,  $\rho_1$ 을 구한다.

2.4 분지 조건

엔진에서 2번 실린더의 흡기밸브가 닫히는 동안 1번 실린더의 흡기밸브가 열리기 시작하여 두 흡기밸브가 같이 열려 있는 기간은 크랭크 각도로 약 20°이므로 이때는 1번 실린더 흡기밸브의 열림의 영향이 b점까지 올때 까지는 2번 실린더가 흡기관에 흐름을 주도하고, 영향이 b점까지 왔을때부터 1번 실린더가 흡기관내 흐름을 주도하는 것으로 가정하는 Swiching문제로 해석하였다.

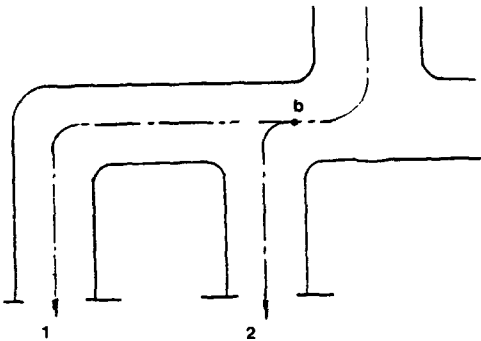


Fig. 5 Conditions of branch pipes

2.5 계산방법

계산은 IBM PC로 수행되는 프로그램을 Fig. 6과 같이 Pascal Language로 구성하고 실린더간 흡기과정 중의 상태량과 흡기량을 계산한다. 해의 안정조건으로 구한 조건을 만족하기 위해 관내 유동 해석에서 거리격자간격을 4cm로 고정시키고, 회전수 변화에 따라 시간격자간격은 Courant No.를 약 0.4~0.7정도로 하면서 계산을 수행하였다. 흡기밸브입구 경계조건 계산을 실린더 상태를 아주 짧은 시간(dt/2)동안 정상 상태로 가정하여 흡기포트 부분의 새로운 값을 계산하여 관내 유동해석의 경계값으로 설정했다. 대기 경계조건은 대기상태, 판단 부분, 판단 직전 격자점의 관계를 흡기밸브입구 경계조건과 마찬가지로 정상 상태로 가정하고 판단 부분의 새로운 값을 계산하여 관내 유동해석의 경계값으로 설정했다. 계산에 필요한 초기치 선정은 흡기밸브 입구를 제외한 모든 계산 영역의 상태값을 대기조건으로 가정하고 실린더내 상태량은 실험치를 참조하여 초기치로 산정하였다. 각 실린더간의 계산 순서는 2번 실린더의 흡기밸브가 열리기 시작하는 순간을 기준으로 1-3-4-2의 발화순서에 따라 계산하였고, 1번 실린더에 유입된 가스질량이 1 사이클을 수행한 후의 값과의 상대오차가 0.001 이내이면 프로그램이 수렴한 것으로 가정하여 계산하였다.

3. 흡기관의 엔진실험 장치

흡기관 설계 모델의 결과를 비교, 검토하기 위하여 엔진 모터링 실험을 수행하였다. 실험방법은,

Table 1 Engine specification

Item	Specification
Bore x Stroke	88.9 x 89.9 (Volume 2,209cc)
Compression ratio	21 : 1
Net power	70 PS/4000rpm
Torque	4.9kg.m/2400rpm
Firing order	1-3-4-2
Valve timing	IVO 10 CA BTDC, IVC 25 CA ABDC
	EVC 10 CA ATDC, EVO 38 CA BBDC

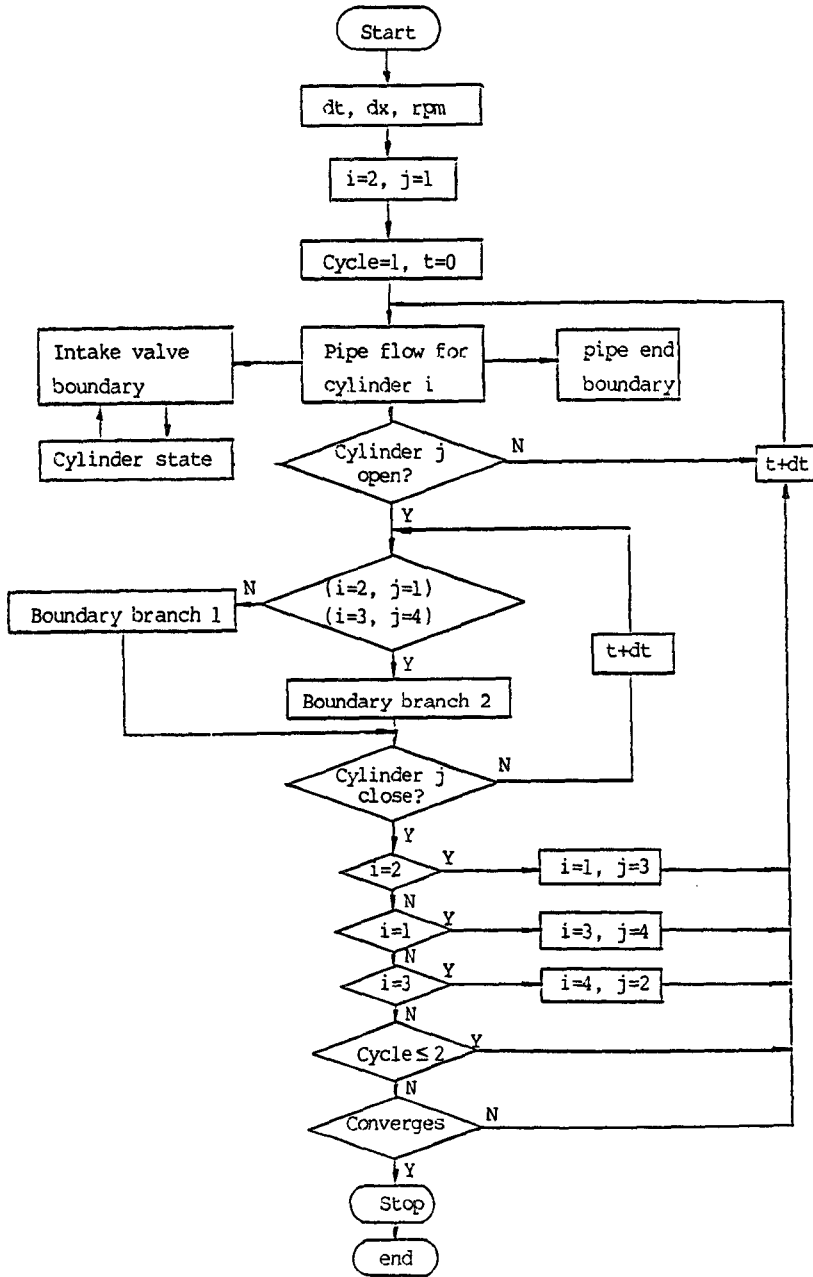


Fig. 6 Calculation flow chart

시험엔진의 기존 흡기관 길이와 엔진 회전수를 변화시켜 흡기 체적효율( $\eta_v$ )을 측정하여 음향학적 방법에 의한 유체저항 모델 계산치와 비교하여 최적 흡기관 길이를 확인하고, 흡입기간 중 흡기관의 압력파형 및 연소실의 압력 변화를 관찰하여 유한 차분법에 의한 유체유동 모델 결과와 비교 하였다.

Fig. 7은 엔진 모터링 실험장치도와 실험 데이터 처리를 위한 측정장치의 구성도이다. 모터링 실험에 사용된 엔진은 자동차용 4기통 디젤 엔진이며 주요사양은 Table 1과 같다.

구동모터는 20PS, variable speed 모터를 사용하고 진동을 감소시키기 위해 엔진과 같은 베드위에

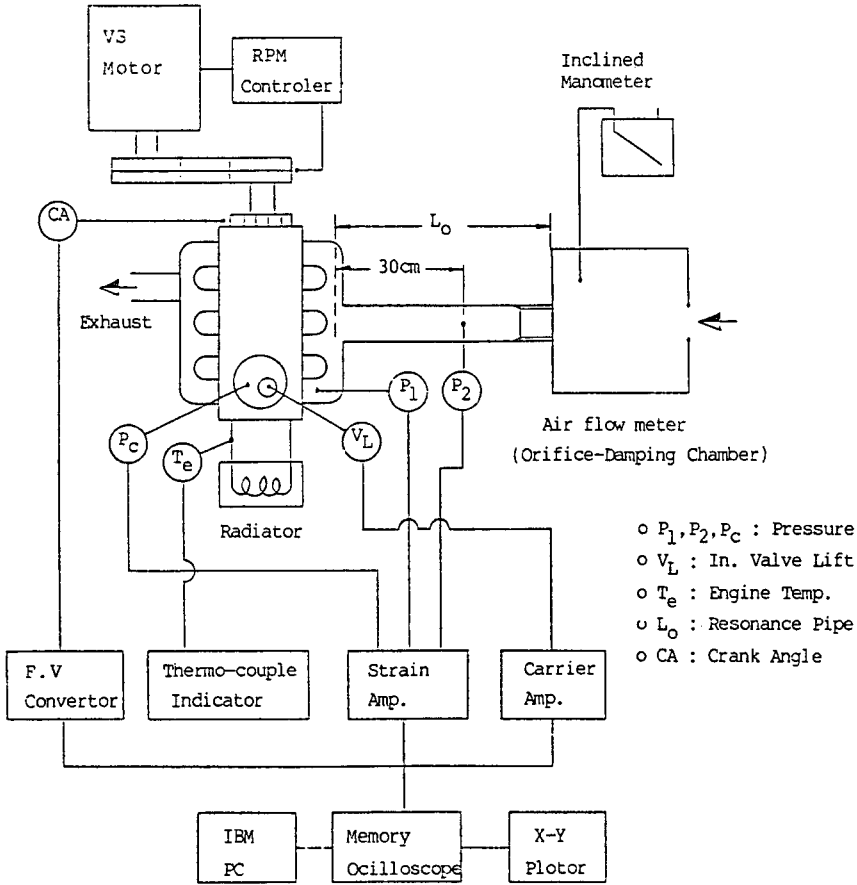


Fig. 7 Schematic of the experimental setup

Table 2 Experimental device specification

Item	Specification	Maker
Data process	1. 4ch. memory osciloscope, 50μs	Data Precision
	2. X-Y plotter	Hewlett Packard
	3. IBM PC-AT	Trigem
Motor, sensor and amplifier	20 PS, VS Motor, 1750rpm	HyoSung
	1. Pressure : 50, 5 & 2 bar, strain-gage type	KYOWA
	-Dynamic strain amplifier, (10KHz)	KYOWA
	2. Valve lift : -Inductive type	AVL
	transducer	
	-Carrier amplifier (3KHz)	PLINT
	3. Crank angle :	
	Magnetic pick-up type	KYOWA
	-Frequency to voltage (F. V) converter	AVL
Air flow rate	1. Orifice, dia : 4.13cm (Coeff. of discharge : 0.6)	
	2. Drum damping chamber (Volume : 0.64m <sup>3</sup> )	

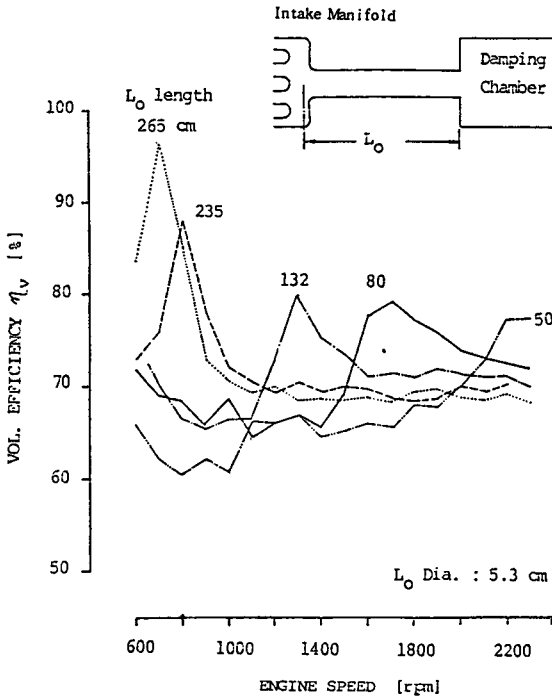


Fig. 8 Volumetric efficiency for the different engine speed and intake manifold length

벨트-폴리를 사용하여 연결시켰다. 흡입공기량 측정에는 흡기관의 압력진동이 가능한 적은 영향을 주기 위하여 흡기관 입구에 오리피스 댐핑 챔버를 설치하고, 한개 실린더의 평균유량을 측정하여 1번 실린더의 체적효율을 식 (26)과 같이 계산하였다.

$$\eta_v = \frac{\text{1행정당 1실린더에 흡입된 평균 공기량}}{\text{흡입압력, 온도에서 행정 체적에 해당되는 공기량}} \quad (26)$$

실험 데이터는 메모리 오실로스코프를 사용하여 센서와 연결된 증폭기의 출력을 기록하고, IBM PC를 사용하여 분석하였으며, 실험에 사용된 주요 장비의 사양은 Table 2와 같다.

#### 4. 결과 및 고찰

Fig. 8은 엔진 회전수 및 흡기관 길이( $L_o$ )에 따라 흡기 체적 효율을 측정한 결과이다. 그림에서 보면 흡기관의 길이가 짧아질수록 높은 엔진회전수에서 공진되는 것을 보이며 이것은 관성효과에 의하여 흡기밸브가 열리면서 발생된 압력파가 관단에서 반사되어 흡입기간 중 엔진 흡입속도에 맞추어

일찍 실린더 입구에 도착되어 흡기량이 증가되기 때문이다. Fig. 9는 일정한 길이의 흡기관을 부착하고, 엔진회전수의 변화에 따라 측정된 흡기관 압력 및 연소실 압력 변화를 보여 주고 있다. 흡기관내의 압력과 크기는 일정한 길이의 흡기관에서는 엔진회전수에 따라 변화하고, 1300rpm(Fig. 9a)에서 흡기파와 동조하여 밸브입구 압력( $p_1$ ) 진폭이 최대가 되는 것으로 나타난다. 연소실 압력( $p_c$ )을 보면 동조되는 경우는 밸브가 닫히기 직전에 관성 효과에 의해 연소실 압력을 상승시켜 체적효율이 최대가 되는 것을 알 수 있다. Fig. 9(c)에서는 반 실험결과와의 오차는 모델의 여러 가정에서 생성될 수 있으나 주된 원인은 분지점에서의 스위칭 (switching) 처리라고 판단된다.

1번 실린더가 흡입과정을 하는 동안 나머지 2, 3, 4번 실린더의 흡기관에서도 흡기관 압력의 영향을 받는 맥동현상을 실험을 통해서 알 수 있었으나, 모델의 스위칭처리는 1번 실린더가 흡입과정을 하는 동안 나머지 2, 3, 4번 실린더의 흡기관에서는 압력진동이 없으며 다만 주흡기관( $L_o$ )에서만 압력진동을 계속한다는 가정하에서 해석했기 때문에 모델과 실험의 흡기관내에서 압력진동의 진폭에 있어서 차이를 보이는 것으로 판단된다.

Fig. 12는 1500rpm에서 최적 흡기관 길이 130cm 일때 엔진 흡기관내 공기가 공진하므로써 흡기관내 압력 진폭이 0.45bar까지 증대했으며 흡기관내 반사압력파의 최고점이 흡기밸브 닫히기 직전에 최고로 됨으로 해서 흡기관내로의 역류현상이 발생하지 않고, 실린더내로의 충전이 최대가 되며 유입된 공기량은 약 0.65g에 이르고 있다. Fig. 13은 1500 rpm, 흡기관 길이 130cm의 공진조건에서  $p_1$ ,  $p_2$  점에서의 압력과 실린더내 압력변화를 실험데이터와 비교하고 있다. 압력 진폭의 크기에 있어서 약 15%의 차이를 보이고 있으나 그 압력진동의 주기 및 경향은 엔진속도의 모든 범위에서 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다. Fig. 14는 1500rpm 흡기관 길이 50cm일때 1번과 2번 실린더의 압력과 유입공기량의 변화를 유체유동 모델로부터 계산한 결과를 보여주고 있다.

적용 엔진 흡기관계의 형상은 1번 실린더를 2번 실린더의 경우보다 대기 끝단까지 보다 약 11cm정도 더 길고, 3번과 4번은 1번과 2번 실린더와 서로 대칭적인 형상을 갖고 있다. 따라서 1번과 2번 실린더는 서로 간섭이 없는 단기통 흡기관계로 생각

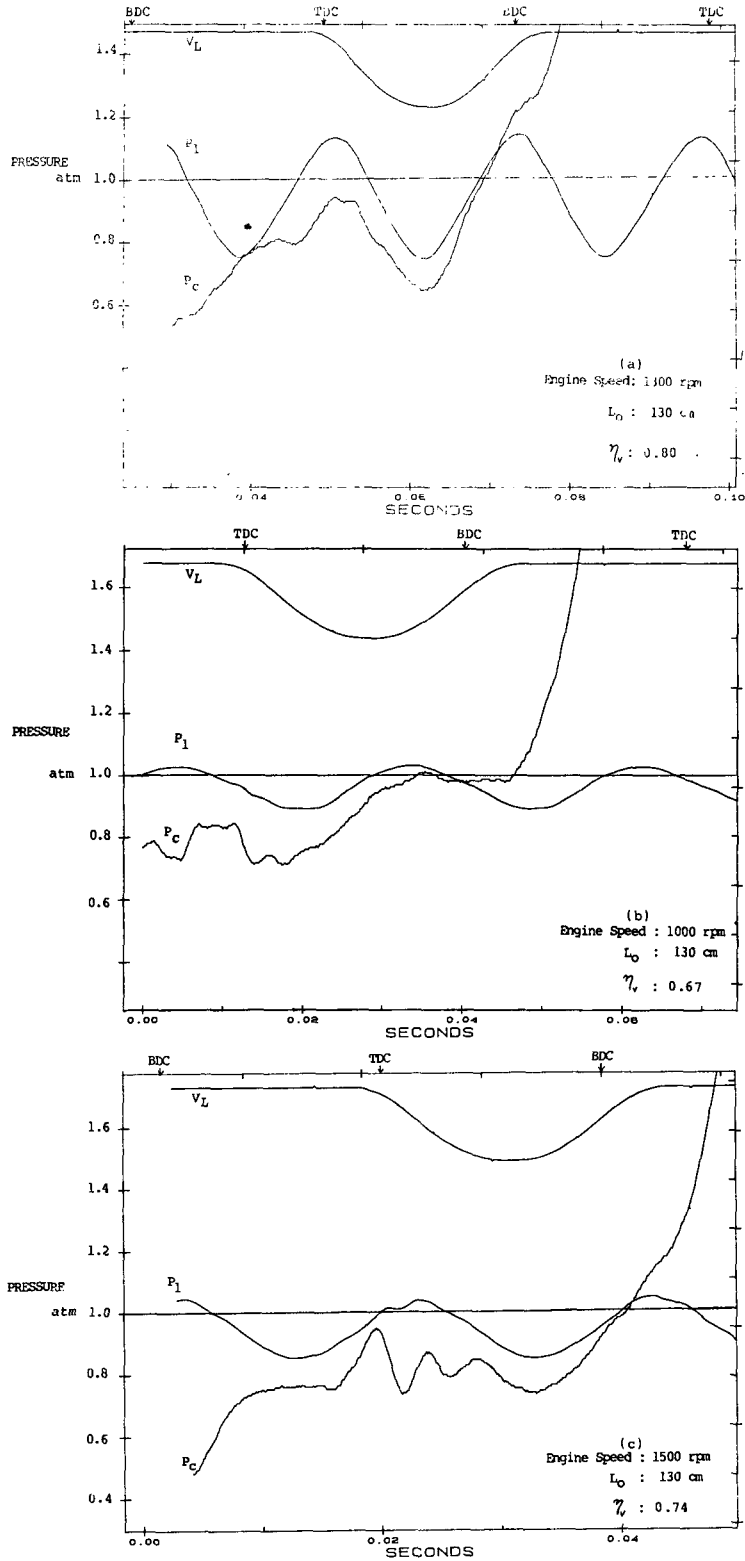


Fig. 9 Combustion chamber pressure and intake manifold pressures at  $L_o=130$ cm



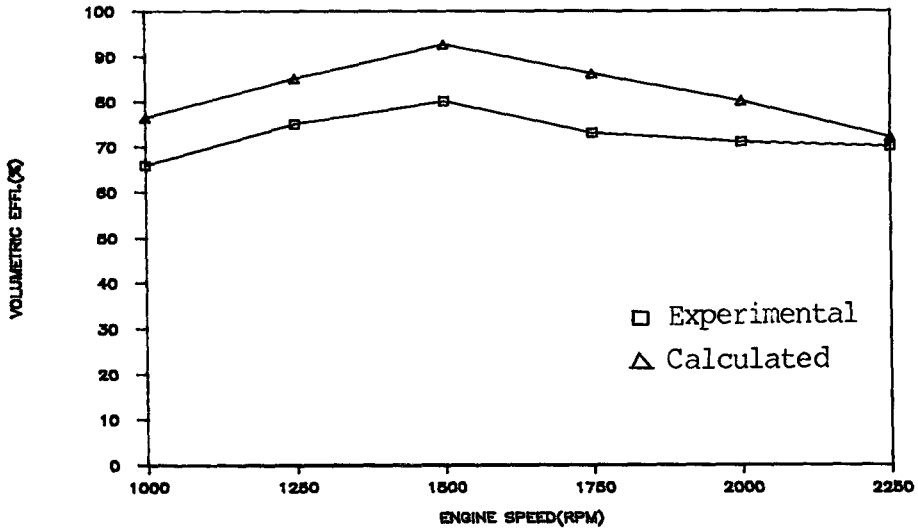


Fig. 10 Volumetric efficiency for the different engine speed ( $L_o=130\text{cm}$ )

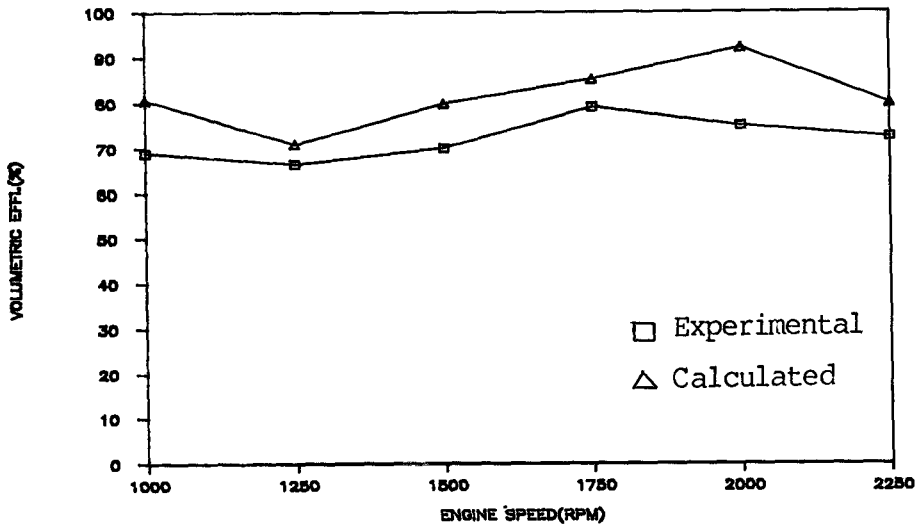


Fig. 11 Volumetric efficiency for the different engine speed ( $L_o=80\text{cm}$ )

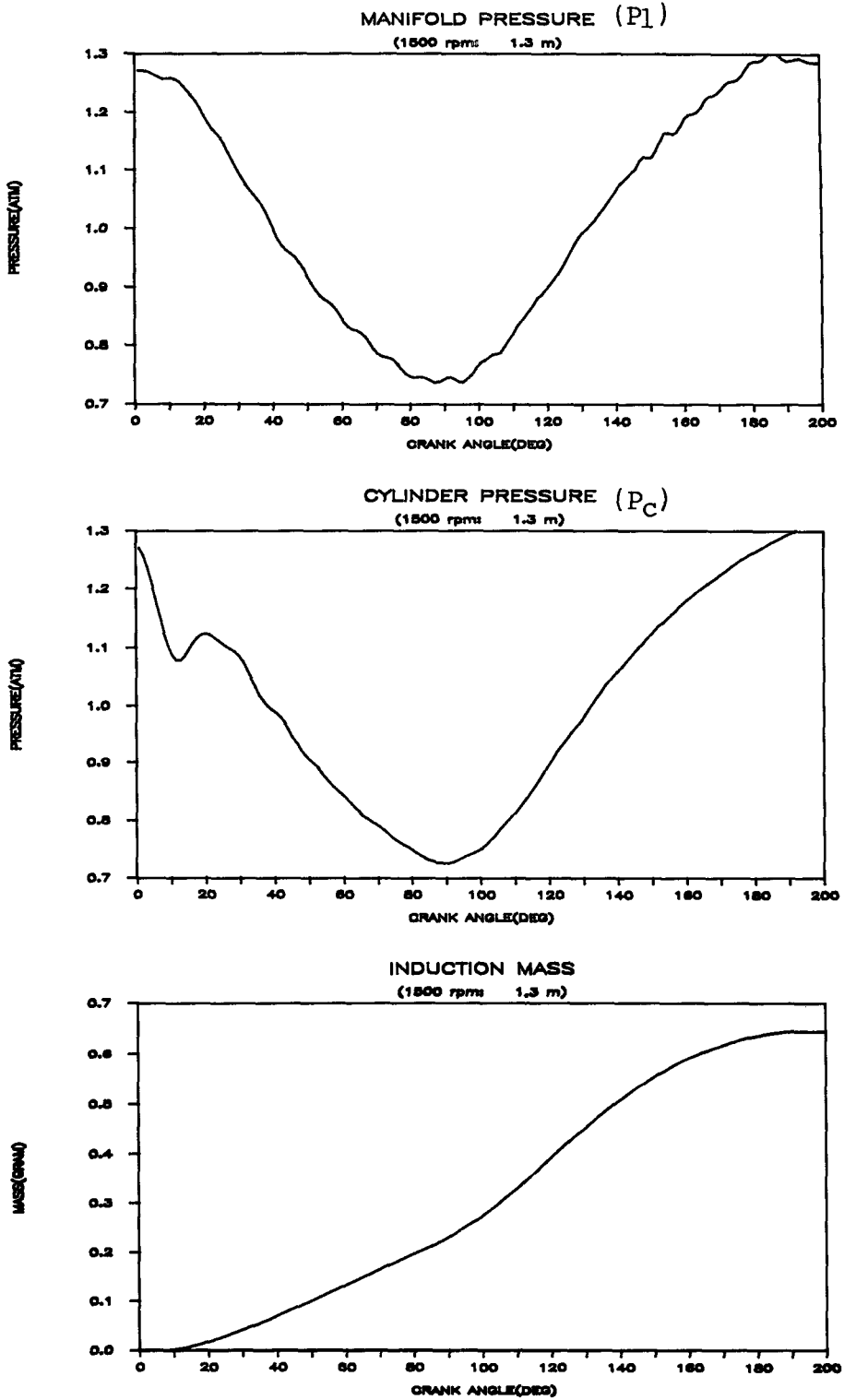


Fig. 12 Calculated results for 1500rpm,  $L_o=130$ cm

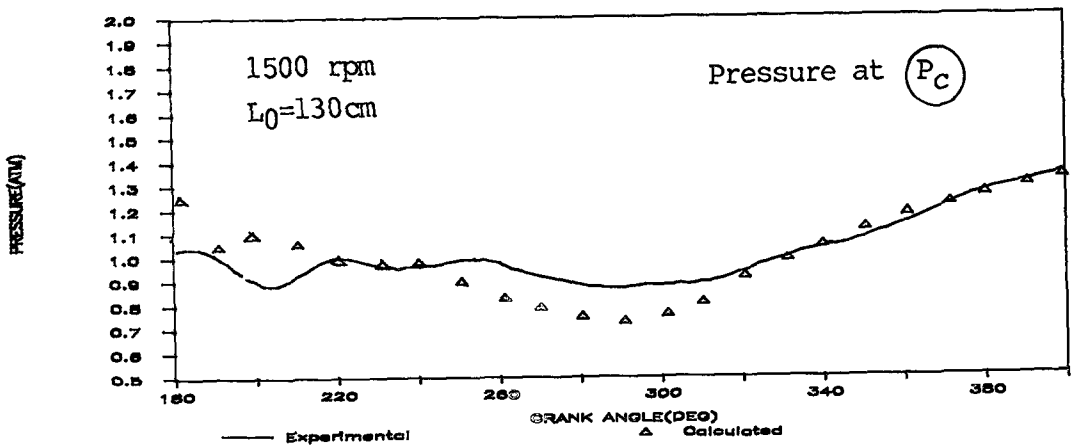
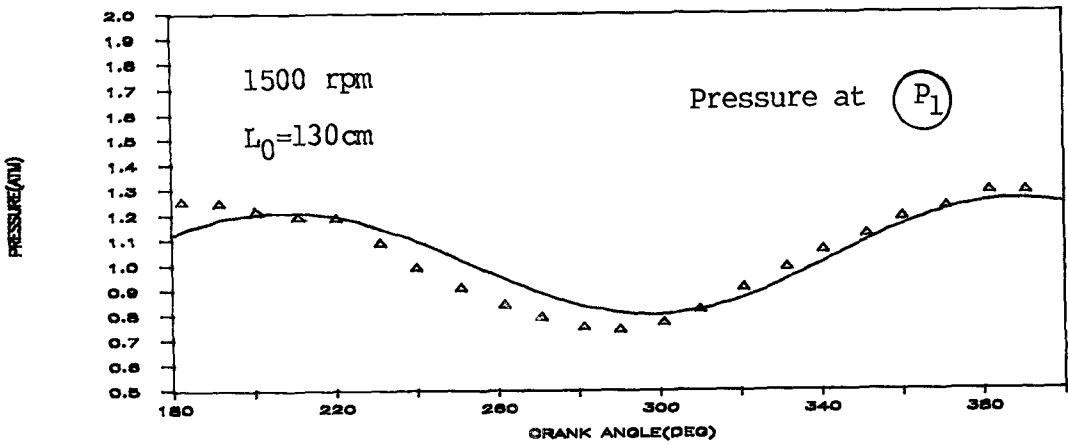
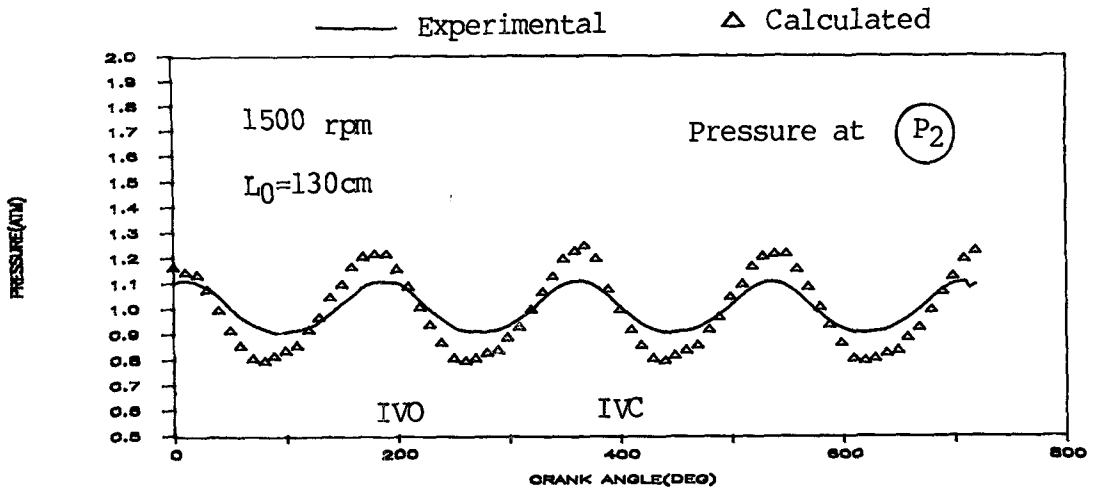


Fig. 13 Comparison of calculated and measured pressures at 1500rpm

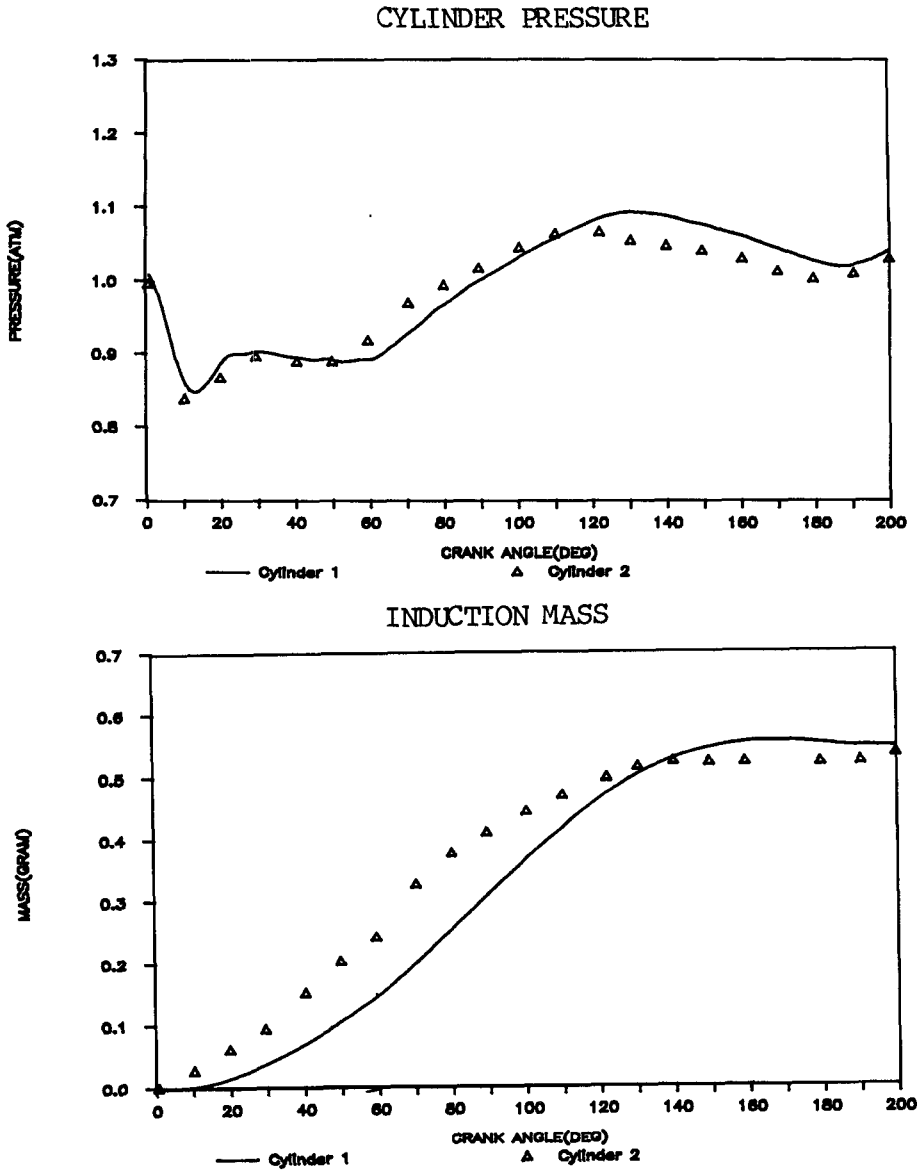


Fig. 14 Pressure and mass variation in the different cylinder

했을때 자기 그 동조조건의 차이가 발생하며 그림에서는 1번 실린더의 총 유입 공기량의 0.55g, 2번 실린더 총 유입 공기량의 0.53g으로 그 차이가 약 4%에 이르고 있음을 볼 수 있다.

5. 결 론

다기통 엔진의 흡기관 최적설계를 목적으로 흡기관내 유체유동 해석을 위한 유한차분법을 이용한

유체유동 모델을 개발하였다. 모델과 실험적 연구를 통하여 아래와 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 본 연구에서 제안한 흡기밸브 입구조건, 흡기관단 조건의 경제조건에서 짧은 시간내 정상상태 가정은 비교적 간단하며 계산시간이 짧은 장점은 가지며, 체적효율 10% 이내의 오차를 갖는다.

(2) 다기통 엔진의 흡기관 분지점에서 switching 처리는 흡기분지관 내에서의 압력진동을 고려하지 못하는 단점을 가지므로 분지점 경제조건에 대한

보다 많은 연구가 필요로 된다.

(3) 엔진 흡기관내에서 1500rpm, 공진상태일때 압력진폭 0.45bar의 압력진동이 발생하며, 압력진동의 주기는 크랭크 각도 180도이다.

(4) 다기통 엔진의 흡기분지관 길이의 차이는 실린더별 길이의 편차를 만들며, 실험에 사용된 4기통 엔진의 경우 실린더별 편차는 4%이다.

### 후 기

본 논문은 1986년도 과학기술처 특정연구로 수행된 연구보고서 내용의 일부이다.

### 참 고 문 헌

- (1) G. Cser, 1978, "Some Results of Combined Charging Application", proc. I. Mech. E. C64/78.
- (2) N. Waston, 1982, "Resonant Intake and Variable Geometry Turbocharging Systems for a V8 Diesel Engine", proc. I. Mech. E, C40/82.
- (3) Yuzoru Shimamota, 1984, "Unsteady Gas Flow in Intake and Exhaust System" J. 내연기관(일본).
- (4) R. S. Benson, R. D. Garg and D. Woollatt, 1964, "A Numerical Solution of Unsteady Flow Problem", Int. J. Mech. Sci, pergaman press, Vol. 6.
- (5) M. T. T. Uno, T. Oue and T. Yura, 1982 "A Study of Gas Exchange Process Simulation of an Automotive Multi-Cylinder Internal Combustion Engine", SAE Paper No. 820410.
- (6) K. Kumar, R. R. Gaur., R. D. Garg and M. K. G. Babu, 1984, "A Thermodynamics Simulation Model for Four Stroke Medium Speed Diesel Engine", SAE Paper No. 840516.
- (7) M. K. G. Babu, B. S. Murthy, 1976, "Simulation and Evaluation of Exhaust and Intake System of a Four-Stroke Ignition Engine", SAE Paper No. 760763.
- (8) F. M. White, 1974, "Viscous fluid flow", pp. 262, McGraw-Hill.
- (9) D. A. Anderson, J. C. Tannehill, R. H. Pletcher, 1984, "Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer", Chap. 3, McGraw-Hill.
- (10) A. R. Mitchell, 1976, "Computational Methods in Partical Differential Equations", pp. 172, Wiley.
- (11) A. H. Shapiro, 1953, "The Dynamics and Thermodynamics of COMPRESSIBLE FLUID FLOW", Vol 1, Chap. 4, ROMALD.
- (12) G. Woschni, 1967, "A Universally Applicable Equation for the Instaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine", SAE Paper No. 670931.
- (13) J. H. Johnson, P. S. Myers and O. A. Uyehare, 1965, "End Gas Temperatures, Pressures, Reaction Rates and Knock", SAE Paper 650505.