

# 흡배기 관내의 비정상 유동을 고려한 4사이클, 4기통 전기·점화 기관의 성능 예측에 관한 연구

A Study on the Performance Prediction of 4 Cycle 4 Cylinder S. I. Engine Considering the Unsteady Flow in the Intake and Exhaust Pipes

박 성 서\* 김 응 서\*\*  
S. S. Park, E. S. Kim

## ABSTRACT

In this study, the analytic investigation of the unsteady flow in the intake and exhaust pipes has been carried out using the method of characteristics in one direction to predict volumetric efficiency. Based on the calculated volumetric efficiency, three zone predictive analysis using Wiebe function was applied to predict the engine performance and the results were compared with experiment. Mixture in the cylinder is subdivided into three zones during combustion process in this analysis; adiabatic core zone, thermal boundary layer zone and unburned zone. In each zone, pressure, temperature and gas composition have been calculated.

In conclusion, it is possible to take account of the intake and exhaust pipe tuning effect in predicting the engine performance, by the analytic solution of the unsteady flow in the pipes, and comparison of prediction with experimental results shows a good agreement on the pressure variation in the intake and exhaust pipes which has a direct influence on the volumetric efficiency and performance of the engine.

### 기 호 설 명

$a$  : 음 속  
 $A$  : 무차원 음속 ( $a/a_{ref}$ )  
 $C_d$  : 유량 계수  
 $C_p$  : 정압 비열  
 $C_T$  :  $\partial i / \partial p$   
 $C_v$  : 정적 비열  
 $f$  : 관 마찰 계수  
 $F$  : 관 단면적

$h$  : 엔탈피  
 $i$  : 내부 에너지  
 $k_q$  : 기체의 열전도율  
 $m, \dot{m}$  : 질량, 질량 유량  
 $n$  : 경계층 온도 구배 지수  
 $T$  : 온 도  
 $u$  :  $x$  방향의 유체 속도  
 $U$  : 무차원 유체 속도 ( $u/a_{ref}$ )  
 $x$  : 관의 길이 방향 좌표  
 $X$  : 무차원 길이 ( $x/x_{ref}$ )

\* 정회원, 서울대학교 대학원 기계공학과

\*\* 정회원, 서울대학교 공대 기계공학과

- $y$  : 경계층에서 벽면까지의 거리
- $Z$  : 무차원 시간( $a_{ref}t/x_{ref}$ )
- $\beta, \lambda$ : Riemann 변수
- $\delta$  : 경계층 두께
- $\theta$  : 크랭크 각도
- $\kappa$  : 비열 비
- $\rho$  : 유체 밀도
- $\eta_c$  : 연소 효율

하 첨 자

- $a$  : 기연 단열
- $b$  : 미 연
- $u$  : 기연 경계
- $w$  : 벽 면

1. 서 론

내연 기관의 성능은 흡입 공기량을 비롯하여, 실린더내 가스유동 및 연소효율, 마찰 및 냉각손실, 펌핑손실 등에 의해 결정된다. 그 중 체적 효율로서 표시되는 흡입공기량은 기관의 출력 및 연료소비율에 큰 영향을 미치므로 흡배기관내의 유동특성 해석으로부터 이를 개선하고자 하는 다양한 연구가 진행되어 왔다.

최근, 기관의 설계 추세는 고출력화에 대한 요구가 높아지는 경향을 보이고 있으며, 특히 기화기에 의해 흡기관 설계에 큰 제약을 받아오던 전기 점화 기관의 경우는 이미 일반화된 전자식 연료분사 장치의 도입에 따라 상대적으로 높아진 흡기관 설계 자유도를 배경으로, DOHC 4-밸브 기구의 확산, 밸브 개폐시기의 가변화 및 가변 흡기계의 실용화<sup>1,2)</sup> 등 기관의 고출력화를 목적으로 하는 일련의 변화가 신속히 이루어지고 있어, 흡배기관내의 정확한 유동 해석에 대한 요구도 그만큼 커졌다고 할 수 있다.

흡기관내의 유동은 맥동 효과 및 관성 효과의 형태로 기관의 체적 효율에 영향을 주게 되는데, 전자의 경우는 관내 압력파에 의해서, 후자의 경우는 실린더의 흡입 과정 중 흡입 공기에 주어지는 운동량에 의해 비롯되며, wave

action 기법<sup>3,4,5,6)</sup>을 이용하여 관내 유동을 해석하면 이들 효과에 대한 중첩된 결과를 얻을 수 있다.

본 연구에서는 특성 곡선법을 사용하여, DOHC 4-밸브 구조를 갖는 4 사이클 4기통의 상용 전기점화 기관을 스톱을 보디, 밸브, 분기점 등의 경계 조건과 더불어 모델링하고, 관내의 열전달과 마찰, 엔트로피 변화를 고려한 non homentropic 유동을 적용, 흡배기계의 비정상 유동을 해석하였다. 또한 해석결과를 가스교환 과정에 적용함으로써 실린더의 체적 효율을 계산하였으며, Wiebe 함수를 이용한 3영역 연소 모델<sup>7)</sup>에 따라 기관의 성능을 예측한 후 실험결과와 비교하였다.

2. 이론 및 해석 모델

2.1 연소 모델

연소 과정은 Fig.1과 같이 연소실내를 기연 단열 영역, 기연 경계 영역, 미연 영역의 3개 영역으로 나누어 계산한다.

연소 과정에서의 가정은 다음과 같다.

- (1) 연소실내의 압력은 균일하다.
- (2) 연소는 극히 얇은 화염면에서 이루어지므로, 그 체적은 무시할 수 있다.
- (3) 연소실 내의 기연 단열, 기연 및 미연 영역 각각에서 가스 상태는 균일하며, 이상기체 방정식을 만족한다.
- (4) 기연 영역에서의 열손실은 기연 경계 영역에서 일어나고, 기연 영역과 미연 영역 사이의 열전달은 없다.

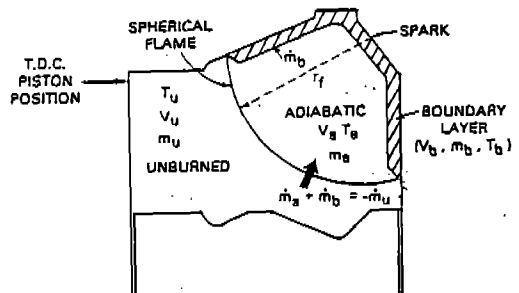


Fig.1 Schematic diagram of combustion chamber<sup>8)</sup>.

연소 과정의 해석 방법은 다음과 같다.

먼저, 각 영역에 대한 질량 보존 및 체적 변화율 관계식으로부터

$$\dot{m}_u + \dot{m}_a + \dot{m}_b = 0 \quad (1)$$

$$\dot{V}_u + \dot{V}_a + \dot{V}_b = \dot{V} \quad (2)$$

로 된다.

열역학 제 1 법칙을 각 영역에 적용하면 다음과 같고,

미연 영역 :

$$m_u C_{v,u} \dot{T}_u + i_u \dot{m}_u = h_u \dot{m}_u - p \dot{V}_u - \dot{Q}_u \quad (3)$$

기연 단열 영역 :

$$m_a (C_{T,a} \dot{p} + C_{v,a} \dot{T}_a) + i_a \dot{m}_a = -h_u \dot{m}_u - h_a \dot{m}_b - p \dot{V}_a \quad (4)$$

기연 경계 영역 :

$$m_b (C_{T,b} \dot{p} + C_{v,b} \dot{T}_b) + i_b \dot{m}_b = h_u \dot{m}_u - p \dot{V}_b - \dot{Q}_b \quad (5)$$

각 영역에 이상 기체 방정식을 적용하면 다음과 같다.

미연 영역 :

$$\frac{\dot{m}_u}{m_u} + \frac{\dot{T}_u}{T_u} = \frac{\dot{p}}{p} + \frac{\dot{V}_u}{V_u} \quad (6)$$

기연 단열 영역 :

$$\frac{\dot{m}_a}{m_a} + \frac{\dot{R}_a}{R_a} + \frac{\dot{T}_a}{T_a} = \frac{\dot{p}}{p} + \frac{\dot{V}_a}{V_a} \quad (7)$$

기연 경계 영역 :

$$\frac{\dot{m}_b}{m_b} + \frac{\dot{R}_b}{R_b} + \frac{\dot{T}_b}{T_b} = \frac{\dot{p}}{p} + \frac{\dot{V}_b}{V_b} \quad (8)$$

여기에서, 미연 영역에서는 온도가 낮으므로

로  $C_T$  값 및 기체 상수 변화율은 무시하였다.

또한, 기연 경계 영역의 온도 분포에 대한 가정으로서,

$$\frac{T}{T_w} = \frac{T_a}{T_w} - \left( \frac{T_a}{T_w} - 1 \right) \left( 1 - \frac{y}{\delta} \right)^n \quad (9)$$

의 관계식을 도입하면 기연 경계 영역의 평균 온도에 대한 온도 변화율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\dot{T}_a}{T_a} = \frac{1}{n} \left( \frac{T_w}{T_a} + n \right) \frac{\dot{T}_b}{T_b} \quad (10)$$

연소율은 다음의 Wiebe 함수식을 따르는 것으로 가정하여  $\dot{m}_u$ 를 계산한다.

$$\frac{m - m_u}{m} = 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_s}{\Delta \theta_b} \right)^{n+1} \right] \quad (11)$$

여기서  $\eta_c$ 를 연소 효율이라 하면  $a = -\ln(1 - \eta_c)$ 의 관계를 갖는다.<sup>9)</sup>

식(3)과 식(5)에서 열전달율을 Annand의 식(10)으로 계산하면, 식(1)로부터 식(8)까지의 8개식과 식(10)과 식(11)로 나타나는 총 10개의 지배 방정식을 얻을 수 있으며, 이로부터 실린더 내의 압력 변화율과 각 영역에서의 질량 변화율, 체적 변화율 및 온도 변화율을 계산하면 이들의 수치 적분 결과로부터 실린더 내의 가스 상태량 변화를 예측할 수 있다.

## 2.2 흡배기관내 유동 해석

흡배기관 내에서의 가스 유동은 1차원 비정상 유동으로 가정하고 특성 곡선법(method of characteristics)을 적용하여 계산함으로써, 흡배기관 내의 압력파가 실린더의 가스 교환 과정에 미치는 영향을 고려한다.

흡배기관내 비정상 유동 해석시 가정은 다음과 같다.

(1) 관내 유동은 1차원으로, 난류의 영향은 무시할 수 있다.

(2) 플레넘(plenum)내의 상태는 균일하다.

(3) 정상 상태의 유동에 대한 경계조건들 및

$C_d$  계수, 관내 마찰 계수, 열전달 특성은 비정상 상태에서도 유효하다.

2.2.1 관내 비정상 유동 지배 방정식

1차원 비정상 유동에 대한 지배 방정식은 벽면과의 마찰, 열전달, 온도 구배 및 관 단면적 변화를 고려하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

연속 방정식 :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \quad (12)$$

운동량 방정식 :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} + f \frac{u^2}{2} \frac{4}{|u| D} = 0 \quad (13)$$

에너지 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( (\rho F dx) \left( C_v T + \frac{u^2}{2} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( (\rho u F) \left( C_v T + \frac{u^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right) \right) dx = q \rho F dx \quad (14)$$

특성해를 얻기 위하여 지배 방정식을 특성곡선에 따라 선형적인 조합으로 나타내고, 무차원 변수  $A = \frac{a}{a_{ref}}, U = \frac{u}{a_{ref}}, A_A = \frac{A_A}{a_{ref}}, Z = \frac{a_{ref} t}{x_{ref}}, X = \frac{x}{x_{ref}}$  와 Riemann 변수  $\lambda = A + \frac{\kappa-1}{2} U, \beta = A - \frac{\kappa-1}{2} U$  를 도입하여 특성곡선과 궤적선에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \left( \frac{d\lambda}{d\beta} \right) &= -\frac{(\kappa-1)}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ + A \frac{dA_A}{A_A} \\ &\mp \frac{(\kappa-1)2fx_{ref}}{2D} U^2 \frac{U}{|U|} \left\{ 1 \mp (\kappa-1) \frac{U}{A} \right\} dZ \\ &+ \frac{(\kappa-1)^2}{2} \frac{qx_{ref}}{a^3_{ref}} \frac{1}{A} dZ : \frac{dX}{dZ} = U \mp A \end{aligned} \quad (15)$$

$$dA_A = \frac{\kappa-1}{2} \frac{A_A}{A^2} \left[ q \frac{x_{ref}}{a^3_{ref}} + \frac{2fx_{ref}}{D} |U^3| \right] dZ$$

$$: \frac{dX}{dZ} = U \quad (16)$$

2.2.2 경계 조건

관경계에서의 특성값들은 공기 흡입구, 스톨 보디, 플레넘, 흡배기 밸브, 분기점, 배기 출구 등의 각 경계에 대하여 다음과 같은 모델을 적용하여 계산하였다.

① 입구 경계조건

흡기계의 공기 흡입구에는 대기와의 엔트로피 차이를 고려한 입구 경계 조건을 적용하였으며, 역류 발생시는 개방단 경계조건으로 계산하였다.

② 스톨 보디 경계조건

스톨 보디에서의 유동은 단열 압력강하가 일어나는 불연속점으로 가정하여, 실험적으로 결정되는 저항 계수를 이용한 단열 압력강하 모델<sup>6)</sup>을 적용하였다.

③ 밸브 경계조건

배기 밸브를 통하여 실린더로부터의 가스 유출시, 또는 흡기 밸브를 통하여 역류가 일어날 경우에 적용하며, 아음속 유동의 경우에는 목에서의 압력과 관끝에서의 압력을 동일하게 취하는 정압 모델로 계산하였으며, 초음속 유동 발생시는 압력이 강하하는 모델을 적용하였다.<sup>12)</sup>

④ 실린더 경계조건

가스 교환과정 중 실린더내 압력은 흡배기 밸브를 통과하는 질량 유량을 고려하여, 실린더 검사 체적에 대한 열역학 제 1법칙을 적용함으로써 계산하였다.

⑤ 노즐 경계조건

흡기 밸브를 통한 실린더로의 유입, 또는 배기 밸브에서의 역류 발생시 및 배기관 출구 경계 조건으로 사용하게 된다. 유동은 등엔트로피 과정으로 가정하고 아음속 유동의 경우와 초음속 유동의 경우로 나누어 해석하였다.<sup>12)</sup>

⑥ 분기점 경계조건

본 연구에서와 같이 실린더당 2개의 흡기 밸브와 2개의 배기 밸브를 갖는 4기통 기관

의 모델링에는 다수의 관 연결부가 나타나게 된다. 이들 연결부에서는 압력이 일정하다고 가정하는 정압 모델 해석법을 적용하였다.<sup>13)</sup>

2.3 수치 해석

수치 해석 방법으로는 먼저, 압축에서 팽창까지의 실린더내 상태량의 시간에 대한 적분은 PECE법<sup>11)</sup>을 이용하여 계산하였다.

흡배기관내 비정상 유동에 대하여는 특성 곡선의 경우 격자법을, 궤적선 해석시는 비격자법을 사용하였다.<sup>12),14)</sup> 즉, 비격자법에 의해 엔트로피를 나타내는  $A_A$ 를 구하고, 이로부터 얻어지는 엔트로피 변화를 비롯하여 관내의 마찰, 열전달, 단면적 변화를 고려하여 특성 곡선에 대한 각 격자점에서의  $\lambda, \beta$ 를 계산하였으며, 각각의 관끝에는 2.2.2절과 같은 경계조건을 적용하였다. 또한 시간 증분은 CFL 안정조건<sup>9)</sup>을 적용하여 각 격자에 대하여 반복 계산하여 취하였다.

계산은 1번 실린더의 EVO에서 시작하였으며, 각 실린더의 가스 교환과정 종료 시점에 이르게 되면 압축에서 연소, 팽창에 이르는 동안의 실린더내 가스 상태량 변화를 일괄적으로 계산하여 팽창 종료 즉 배기과정 초기의 가스 상태량으로서 일시 저장하고, 다음 가스 교환과정에 도달하였을 때 실린더 경계조건으로 사용하였다.

3. 결과 및 검토

본 연구의 모델 기관은 4사이클 4기통의 1.6ℓ 전기 점화 기관으로서, 기통당 흡기 밸브와 배기 밸브를 각각 2개씩 갖는 DOHC 구조로 되어 있다. Table 1은 기관의 제원을, Fig.2는 기관의 모델링 개략도를 나타내고 있다.

Fig.3은 WOT에서 기관 회전수에 대한 체적 효율 및 imep 값을 나타내고 있다. 낮은 회전수 구간에서는 계산 결과와 실험 결과의 체적 효율간에 큰 차이를 보이고 있으나, 전반적으로 유사한 경향을 보이고 있어, 흡배기 과정 해석에 의한 튜닝현상 고려가 성능

Table 1 Specifications of experimental engine.

Item		Specifications
Type		In-line 4-Cylinder DOHC
Combustion Chamber		Pent Roof
Displacement (ℓ)		1.596
Bore x Stroke (mm)		80.7 x 78.0
Compression Ratio		9.5
Firing Order		1-3-4-2
Valve Timing	I VO	21 °BTDC
	I VC	43 °ABDC
	E VO	43 °BBDC
	E VC	21 °ATDC

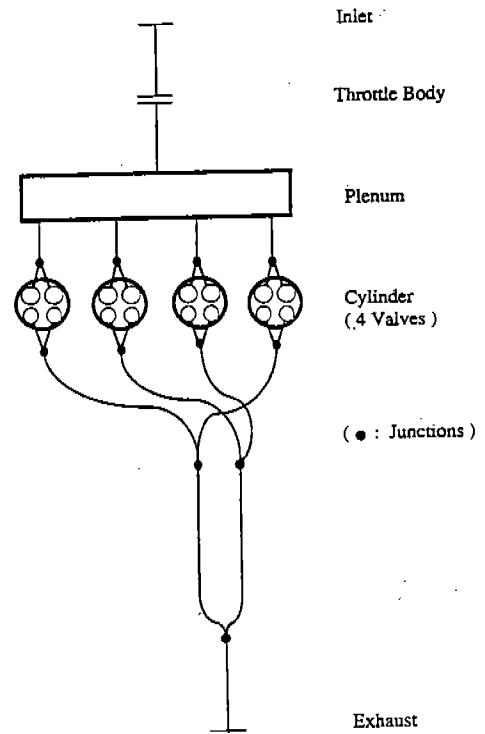


Fig.2 Schematic diagram of model engine.

예측에도 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

Fig.4와 Fig.5는 체적 효율 계산결과와 비교적 근접한 5,000rpm 및 차이가 다소 큰 2,000rpm에서의 1번 실린더내 압력변화를 나타내고 있으며, 2,000rpm의 경우 낮은 체적 효율 계산결과가 압력선도에 반영되어 최

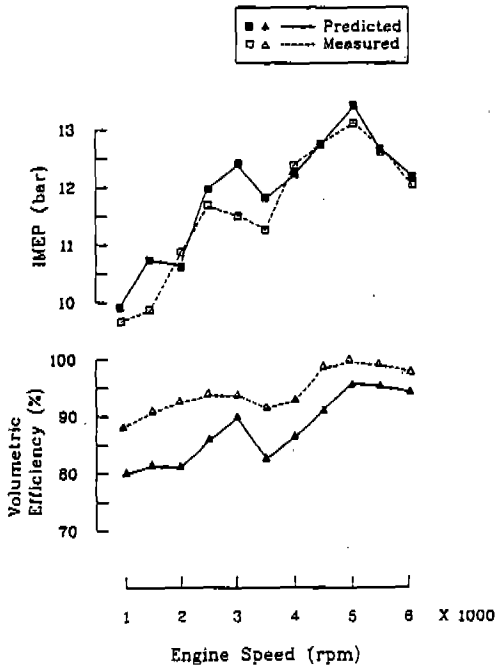


Fig.3 Volumetric efficiency and IMEP with engine speed.

고 압력이 실험결과와 큰 차이를 보이고 있으나, 5,000rpm의 경우에는 실험결과와 계산 결과가 비교적 잘 일치하고 있다.

Fig.6은 2,000rpm에서 EVO 이후 가스 교환 과정 동안 1번 실린더내의 압력에 대한 계산결과와 실험결과를 비교한 것이다. 블로 다운 및 밸브 오버랩 기간 중의 압력 예측에 오차를 보이고 있으나 전반적인 경향은 일치하고 있으며, 오차의 원인은 주로 배기계의 모델링 단순화에서 비롯된 것으로 생각된다.

Fig.7 및 Fig.8에는 2,000rpm 으로부터 1,000rpm씩 변화시켜 가며 플레넨내 압력 및 1번 실린더 흡기관내 압력 변동의 계산 및 실험결과를 비교한 것으로 진폭은 다소의 차이를 보이고 있으나, 1사이클에 대한 경향은 잘 일치하고 있다. 흡기관내의 압력 과정은 체적 효율에 절대적인 영향을 미치므로 이에 대한 보다 구체적인 검토를 위하여, 실제로 혼합기가 실린더를 충전시키게 되는 흡기 밸브 열림 기간을 IVO 직후부터 밸브 오버랩 기간동안 및 이후 IVO까지로 나누어 고찰하고 계산의 타당성을 검증하기로 한다.

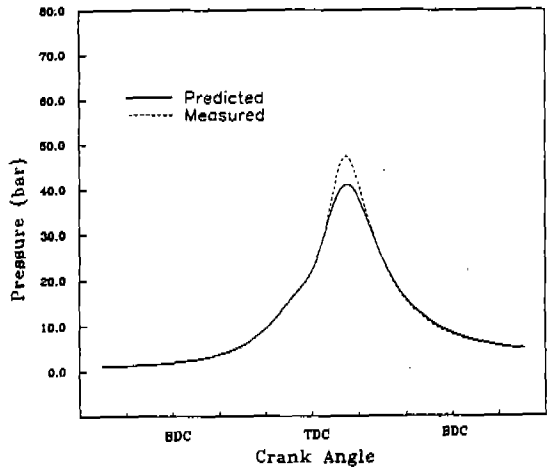


Fig.4 Cylinder pressure at 2,000 rpm, WOT.

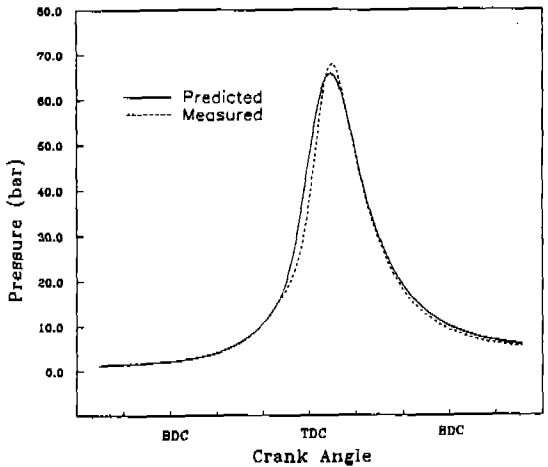


Fig.5 Cylinder pressure at 5,000 rpm, WOT.

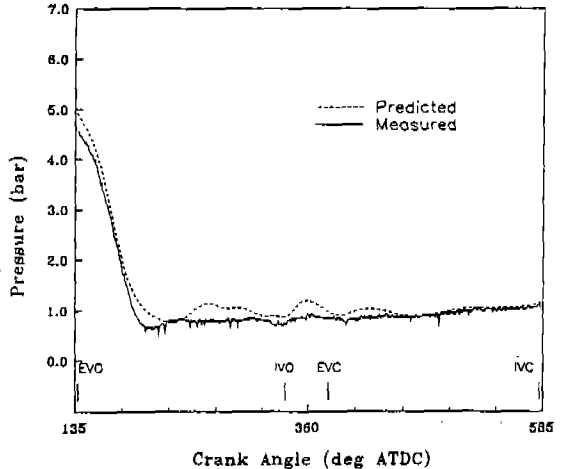


Fig.6 Cylinder pressure during gas exchange process, at 2,000 rpm, WOT.

먼저, 밸브 오버랩 구간을 검토하기 위하여, 압력 파형의 예측에 오차가 다소 큰 2,000 rpm과 5,000 rpm의 경우에 대한 1번 실린더의 흡기관 및 배기관내의 압력을 증첩시켜 Fig. 9에 나타내었다. IVO 직후로부터 밸브 오버랩 기간동안은 흡기관내 압력파가 배기관내의 압력과, 즉 배기관의 튜닝에 크게 지배됨을 알 수 있는데, 42°의 다소 큰 밸브 오버랩을 갖는 본 연구의 모델 기관은 그 영향

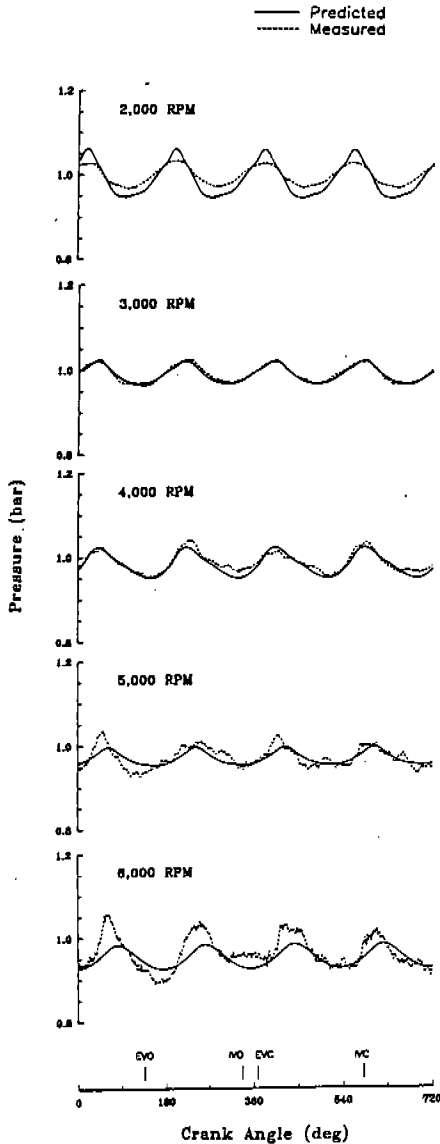


Fig. 7 Pressure variation in the plenum with engine speed at WOT.

이 뚜렷이 나타나고 있다. 결국 2,000 rpm에서의 압력파형이 보인 계산결과와 실험결과 간의 비교적 큰 진폭 차이는 이에 기인하며, 계산 모델에 적용한 배기관중의 정압 분기점 모델 및 촉매 정확기, 소음기 등을 대신하여 배기관 끝에 적용한 노즐 모델의 정확성 미흡에서 비롯된 것으로 추정할 수 있어 이부분의 보다 상세한 모델링이 요구된다. 그러나 이러한 결과는 5,000 rpm에서는 크지 않아,

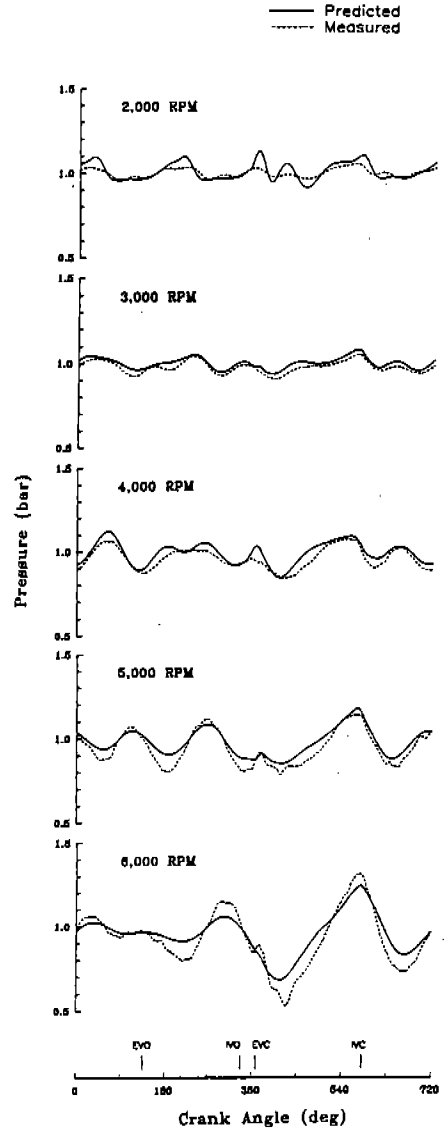


Fig. 8 Pressure variation in the intake pipe with engine speed at WOT.

계산의 경우에는 특히 배기관 튜닝에서 벗어난 낮은 기관 회전수 구간에서 배기 밸브로부터의 과도한 역류에 의해 체적 효율 오차가 발생함을 알 수 있다. 아울러 앞서 언급한 Fig.6에서의 가스 교환 과정중 실린더내 압력 변동에서 보인 계산결과와 실험결과의 차이도 같은 이유에서 원인을 찾을 수 있다.

다음 단계로서 밸브 오버랩 기간 이후 IVC까지는 실린더내의 피스톤 하강과 더불어 흡기 밸브로부터 혼합기가 유입되어 실린더를 충전시키게 되므로 흡기관의 튜닝이 지배하는 구간에 해당한다. Fig.7에서의 압력파형에서 볼 수 있듯이, 4기통 각각의 흡입 행정에 의해 플레넘내에서 1사이클에 걸쳐 4개의 파형이 반복되고 기관 회전수가 증가함에 따라 평균 압력이 감소하는 경향을 보이는데, 이 압력파형은 흡기 다기관으로 바로 전달되어, 흡기 밸브에 이르기까지 흡기 다기관내의 맥동, 연소 가스의 역류 및 관성 효과 등의 영향을 받아 변화하게 된다.

흡기 다기관내에서의 압력파형은 Fig.8에서와 같이 고속 역으로 갈수록 진폭이 증가하고 있는데, 이는 주로 관성 효과의 증가에서 비롯된 것으로 흡기 다기관의 길이 및 단면적에 민감한 영향을 받게 된다. 따라서 흡기 다기관과 플레넘 사이에서 발생이 예상되는 관성 효과를 적절히 고려할 필요가 있으며, 본 연구에서는 흡기 다기관 지름에 해당하는 길이를 관길이에 가산하여 계산하였다.

결과적으로, 이같은 압력파형이 실린더로의 혼합기 유입에 미치는 영향을 검토하기 위해 Fig.10에 2,000rpm 및 5,000rpm에서 1번 실린더 흡배기 밸브를 통과하는 유량을 나타내었다. 2,000rpm의 경우는 밸브 오버랩 기간동안 배기관측으로부터 흡기관측으로의 역류를 보이고 있고 IVC 전에도 다시 폭넓은 역류 구간을 나타내고 있다. 이와 비교하여 IVC 직전 약간의 역류를 보이고 있지만 관성 효과의 영향으로 전반적으로 큰 유량값을 보이고 있는 5,000rpm의 경우에 체적 효율이 증가하는 결과를 예측할 수 있다. Fig.11은 가스 교환과정 중 실린더내 가스의 질량에 대

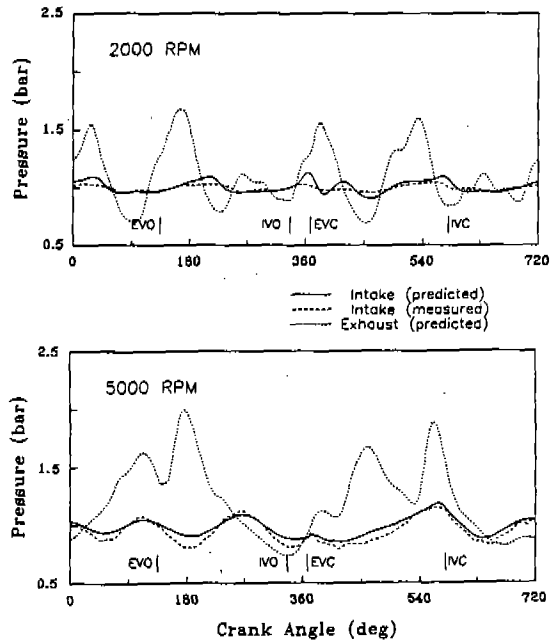


Fig.9 Pressure variation in the exhaust pipe, superposed on the pressure variation in the intake pipe, at 2,000 rpm and 5,000 rpm, WOT.

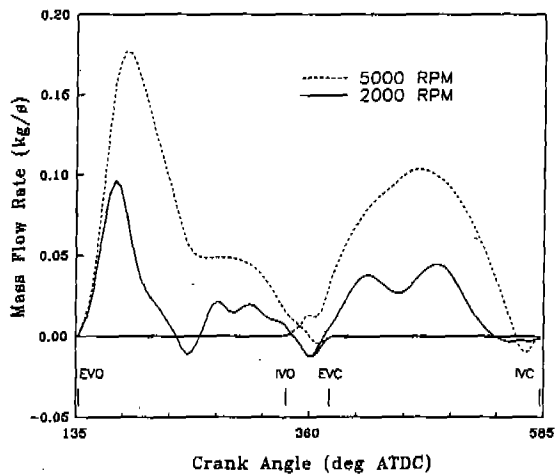


Fig.10 Mass flow rate at the intake and exhaust valve of No.1 cylinder, at 2,000 rpm and 5,000 rpm, WOT.

한 계산 결과이다. 밸브 오버랩 기간동안은 2,000rpm의 경우가 배기 역류의 영향으로 많은 질량을 보이고 있다. 이는 잔류 가스로서 실린더의 체적 효율을 낮추는 결과를 가져



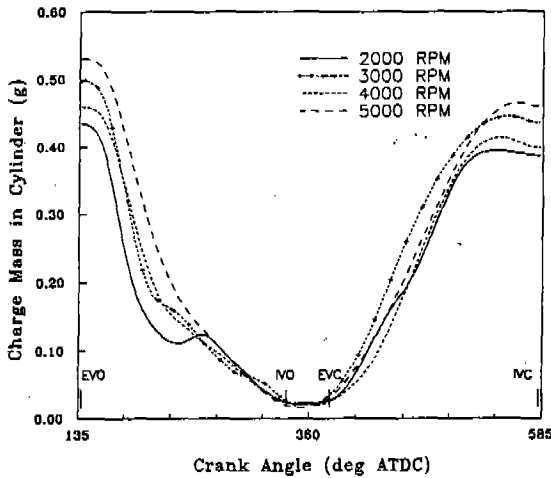


Fig.11 Charge mass in No.1 cylinder during gas exchange process.

오게 되고, IVC에 접근해 가면서 흡기 밸브를 통한 역류의 영향으로 넓은 구간에서 질량이 감소함을 볼 수 있다. 흡기관의 저속 및 고속 튜닝 회전수에 해당하는 3,000rpm 및 5,000rpm의 경우 질량 최고점이 BDC 근처에서 일어나고 있으며, 흡기 밸브를 통한 역류의 영향을 적게 받고 있다.

#### 4. 결 론

4 사이클 4기통 전기 점화기관에 대하여 1차원 특성 곡선법에 의해 흡배기관내의 비정상 유동을 해석하고, 3영역 예측 해석법에 의한 연소 모델을 적용하여 계산한 결과, 기관 성능에 대한 유용한 예측이 가능하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 입구 모델, 스크롤 보드 모델, 플레넘 모델을 적용한 흡기계의 경우 압력파형의 계산 결과가 실험결과와 잘 일치한다.

(2) 플레넘내에는 4개의 균일한 압력파형이 나타나고, 밸브에 접근해감에 따라 맥동 및 관성효과, 실린더로부터의 역류의 영향으로 압력파형이 변화한다.

(3) 복잡한 형상을 갖는 배기관내 압력파형 예측에는 분기점 형상 및 촉매 정화기, 소음기 등에 관한 상세한 고려가 필요하다.

(4) 흡배기관내의 유동 해석에 의한 최적 효율의 계산과 3영역 연소 모델의 순차적 적용으로부터, 흡배기관내 튜닝 효과를 고려한 기관 성능의 예측이 가능하다.

#### 후 기

본 논문 내용중 실험결과 부분은 기아자동차(주) 기술연구소 P/T 실험부에서 수행한 내용으로서, 이에 감사 드립니다.

#### 참 고 문 헌

1. I. Matsumoto and A. Ohata, "Variable Induction Systems to Improve Volumetric Efficiency at Low and/or Medium Engine Speeds," *SAE Paper* 860100, 1986.
2. S. Nishimura, T. Fukuhara and M. Teramoto, "Nissan V6 3.0 Litre, 4-Cam 24-Valve High Performance Engine," *SAE Paper* 870351, 1987.
3. R.S. Benson, R.O. Garg and Woollatt, "A Numerical Solution of Unsteady Flow Problems," *Int. J. Mech. Sci.* Vol. 6, 1964.
4. D.E. Winterbone and G.I. Alexander, "Efficiency of Manifolds of Turbocharged Engines," *Proc. Instn. Mech. Engrs.* Vol. 199, No. D2, 1985.
5. R.S. Benson, W.J.D. Annand and P.C. Baruah, "A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder Four Stroke Cycle Spark Ignition Engine," *Int. J. Mech. Sci.* Vol. 17, pp. 97-124, 1975.
6. R.S. Benson, P.C. Baruah and R. Sierens, "Steady and Non-steady Flow in a Simple Carburetor," *Proc. Instn. Mech. Engrs.* Vol. 188 53/74, 1974.
7. R.N. Noyes, "Three Zone Combustion-Predictive and Diagnostic Versions," *G.M. Research Report*, EN-143, 1979.

8. J.H. Lienesch, "Engine Simulation Identifies Optimal Combustion Chamber Design," *G.M. Research Report*, GMR-3206, 1980.
9. J.H. Lienesch, "A User's Guide to the New General Motors Research Laboratories Single-Cylinder Engine-Simulation Program," *G.M. Research Report*, EN-175, 1980.
10. W.J.D. Annand, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engine," *Proc. Instn. Mech. Engrs.* Vol. 177, No. 36, 1963.
11. L.F. Shampine and M.K. Gordon, *Computer Solution of Ordinary Differential Equations: The Initial Value Problem*, Freeman, 1974.
12. R.S. Benson, *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engine*, Claredon Press. Vol. 1, pp. 327-478, 1982.
13. R.S. Benson, D. Woollatt, and W.A. Wood, "Unsteady Flow in Simple Branch Systems," *Proc. Instn. Mech. Engrs.* Vol. 178, 1963.
14. 이석재, "4 사이클 4 기통 전기 점화기관의 흡배기관내의 압력 변동에 관한 연구", 서울대학교 대학원 석사학위논문, 1989.