

〈技術論文〉

4실린더 4사이클 가솔린기관에서 배기계의 형상이 기관성능에 미치는 영향에 관한 연구

정수진* · 김태훈** · 김병수*** · 조진호****

(1993년 7월 31일 접수)

A Study on the Effect of Exhaust Manifold Configuration on Engine Performance in a 4 Cylinder 4 Cycle Gasoline Engine

Soo-Jin Jeong, Tae-Hun Kim, Byoung-Soo Kim and Jin-Ho Cho

Key Words: Engine Performance(기관성능), Volumetric Efficiency(체적효율), Characteristics Method(특성곡선법), Two-Zone Model(2영역 모델), Flame Factor(화염계수), Pressure Wave(압력파)

Abstract

Recent developments of S. I. engine, aiming to higher power, better fuel economy, lower air pollution and better driveability, have much focused on the importance of the role of computer simulation in engine research and development. In this point of view, improving engine performance requires finding some means to improve volumetric efficiency. Up to now there have been several attempts to optimize the intake and exhaust system of internal system of S. I. engine by computer simulation. There appear to be few studies available, however, of such simulation & experimental studies applied to the optimization of exhaust manifold configuration. In this study, gas exchange & power process of 4 cylinder S. I. Engine was studies numerically & experimentally, and governing equation of a one-dimensional unsteady compressible flow and combustion process were respectively solved by a characteristics method and 2-zone model. The aim of this study is to predict and investigate the influence of pressure wave interaction at the exhaust systems on engine performance with widely differing exhaust manifold configuration.

기 호 설 명

a : 음속 또는 Annand 상수
 a_A : 기준압력까지 등엔트로피 변화 후의 음속
 A : 무차원 음속
 A_A : 무차원 a_A
 b : 대류 열전달에 대한 Annand 상수

D : 직경
 e : 내부에너지
 f : 마찰계수
 f_{co} : CO 생성계수
 F : 표면적
 h : 대류 열전달계수
 k : 열전도계수
 k_p : 평형상수
 q : 유체의 단위질량당 열전달율
 R : 기체상수

*정회원, 쌍용자동차 차량연구개발실

**정회원, 한양대학교 기계공학과 대학원

***정회원, Pacific Controls 기술연구소

****정회원, 한양대학교 자동차공학과

Re : 레이놀즈수
 t : 시간
 T : 온도
 u : 속도
 U : 무차원속도 (u/u_{ref})
 U_i : 층류 화염전파속도 (m/s)
 u_i : i 번째 항에 대한 내부 에너지상수
 $u_{(i)}$: j 번째 종과 i 번째 항에 대한 내부 에너지상수
 v : 체적
 x : 거리
 x_i : 물분율
 X : 무차원거리 (x/L_{ref})
 Z : 무차원시간 ($a_{ref}t/x_{ref}$)

그리스 문자

λ : Riemann 변수 ($A + [(\kappa - 1)/2]$)
 β : Riemann 변수 ($A - [(\kappa - 1)/2]$)
 κ : 비열비 (c_p/c_v)
 μ : 동점성계수
 ρ : 밀도
 θ : 크랭크각
 ϕ : 등가비

하첨자

a : 흡입공기
 b : 기연가스 또는 후류
 c : 실린더
 e : 배기가스
 m : 기연가스
 p : 연소생성물
 u : 미연가스
 ref : 기준상태
 out : 유출
 in : 유입
 n : 전 시간단계
 nH : 현 시간단계

시키는 주된 방법 중의 하나이다. 흡·배기과정 중 실린더내의 상태는 흡·배기관 내의 가스 유동상태에 따라 좌우되며, 보다 향상된 사이클 개선을 위해서는 관내에서의 가스유동 해석이 중요한 문제로 대두된다. 이러한 흡·배기계 관내의 유동 해석방법으로는 1차원적 방법과 다차원적 방법, 준정적방법, Filling & Emptying 모델 등이 있고, 이 중 1차원적 방법에는 관내 국부에서의 압력과 전파속도를 시간과 위치의 기울기인 압력파의 특성곡선으로 나타낸 특성곡선법(characteristics method)과 Lax-Wendroff 방법을 사용한 유한차분법이 사용되고 있다.⁽¹⁾ 본 연구에서는 관내에서의 열역학적 상태량의 시간적인 변화와 공간적인 변화까지 계산할 수 있는 특성곡선법을 사용하였고 동력사이클의 연소과정에 대하여는 Benson⁽²⁾이 제안한 2영역 연소모델을 사용하였으며 또한 Annand⁽³⁾의 열전달 방정식을 이용하여 실린더 벽면으로의 대류 및 복사열전달을 계산하였다. 그리고 다기통기관에서 나타나는 실린더 간의 간섭은 실험상수에 의존하지 않는 정압-완전모델⁽⁴⁾을 사용하였고, 실린더내와 배기관내에서의 가스조성의 예측은 12가지의 연소 생성물을 고려, 평형열역학과 반응속도론을 이용하여 계산하였다. 시뮬레이션 모델은 계산의 정확도가 저하되지 않는 범위 내에서 가능한 실험상수에 의존도가 낮은 모델을 이용하였으나 필수적으로 포함되어야 하는 상수인 난류 화염계수, 열전달상수, 벨브유량계수 등은 문헌에 제시된 대표적인 값들을 사용하거나 실험데이터를 이용하여 계산하였다. 그동안 흡기관의 형상과 길이가 체적효율에 미치는 영향에 대해서는 많은 연구가 수행되어져 왔으나,⁽⁵⁾ 배기관의 형상변화에 관한 연구는 흡기관에 비해 많은 연구가 수행되지는 못했다. 따라서 본 연구에서는 4실린더 4사이클 가솔린기관에서 배기관의 형상을 몇 가지로 변화시켜 이에 따른 잔류가스량의 변화와 이들 값들이 기관성능에 미치는 영향을 시뮬레이션 및 실험을 통하여 도출하였다.

2. 이론해석 및 시뮬레이션 모델

2.1 실린더내의 열역학적과정의 시뮬레이션

동력사이클은 흡기벨브가 닫히는 순간부터 시작하여 압축, 점화지연기간, 연소 및 팽창과정을 거쳐 배기벨브가 열릴 때까지의 과정이다. 따라서 이에 대한 시뮬레이션은 실린더내로 유입되는 신기의 흡

1. 서 론

4행정 S. I. 기관의 출력은 흡입공기량에 비례함을 주지의 사실이다. 따라서 기관의 가스교환과정을 개선으로 실린더내의 잔류가스량을 저감시킴으로써 체적효율의 증대를 도모하는 것도 기관출력을 향상

입조건, 화학평형에 의한 열역학적 특성과 실린더 벽, 연소실 및 피스톤헤드 등으로의 열전달양 등의 해석이 필요하고, 또한 실린더내에서의 상태는 흡·배기과정의 경우와 같이 내용물이 균일하게 분포되어 있는 단일영역과 점화가 이루어진 후 화염면에 의하여 그 내용물이 기연과 미연의 두영역으로 나뉘는 2영역 연소모델을 사용하여 수행하였다.

2.1.1 단일영역 모델

본 연구에서는 전 실린더내 가스의 상태는 균일하게 혼합된 상태로 가정하여 계산한다. 이때 기연 가스만의 단일영역 팽창과정 중에는 온도, 압력 변화에 따른 연소가스의 상태변화를 고려하며 흡·배기과정 동안의 실린더내의 연소생성물과 잔류가스의 조성은 배기가 시작되는 당시의 값으로 동결(freezing)되는 것으로 생각한다.

압축과정에 있어 크랭크각에 따른 실린더내 압력은 열역학 제1법칙과 상태방정식으로부터 다음과 같은 식으로 표시된다.

$$\frac{dP}{d\theta} = \left[-\left(\frac{1+R}{C_v}\right)P \frac{dV}{d\theta} + \left(\frac{R}{c_v}\right)\frac{dQ}{d\theta} \right] \frac{1}{V} \quad (1)$$

미연 혼합기를 하첨자 m 으로 표시하면 온도변화는 아래와 같다.

$$\frac{dT_m}{d\theta} = T_m \left(\frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{P} \frac{dP}{d\theta} \right) \quad (2)$$

여기서, $dQ/d\theta$ 는 실린더벽으로의 열전달항이다. 이는 기연과 미연가스로부터 Annand가 제시^(3,6)한 방법에 따라 다음과 같은 식으로 구한다.

$$\frac{dQ_m}{d\theta} = a \cdot k_{qm} \frac{Fw}{6N} \frac{(Re)_m^{0.7}}{D_c} (T_m - T_w) \quad (3)$$

여기서, $(Re) = \frac{\rho_m D_c v_m}{\mu_m}$, $k_{qm} = \frac{C_p m \mu_m}{0.7}$

실린더내 가스의 질량변화율은 연속방정식으로부터 다음과 같은 식으로 표시할 수 있다.

$$\frac{dm_c}{d\theta} = \frac{dm_i}{d\theta} - \frac{dm_e}{d\theta} \quad (4)$$

따라서 식(1), (3)으로부터 압력과 질량의 변화율을 구하면 4th order Runge-Kutta법을 이용하여 다음 시간단계에서의 실린더내 압력과 질량을 아래와 같이 구할 수 있고 이상기체의 상태방정식으로부터 실린더내 온도를 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} (P_c) &= (P_c)_n + (dP_c/da) \Delta a \\ (m_c) &= (m_c)_n + (dm_c/da) \Delta a \\ (T_c) &= (P_c v_c / R_c V_c)_{n+1} \end{aligned} \quad (5)$$

2.1.2 2영역 모델

점화 플러그로부터 스파크가 된 후 점화지연기간을 거쳐 혼합기에 점화가 이루어진 후에는 실린더내 가스가 화염면에 의해 기연과 미연의 2영역으로 이루어진 것으로 생각하는 2영역 모델^(2,6)을 도입하여 실린더내 가스의 상태를 계산하고 화염 반지름이 계산된 후에 연소실을 원통형으로, 화염면을 반구형으로 가정하여 화염면과 벽면과의 접촉면적, 기연가스 및 미연가스의 체적을 구한다.⁽⁸⁾ 단, 반응이 일어나는 영역의 체적은 무시할 정도로 작다고 가정하며 기연영역은 열역학적 평형상태로 계산하고 미연영역은 원래의 열역학적 상태를 그대로 유지한다고 가정한다. Fig. 1에 2영역 연소모델을 도식적으로 나타내었으며, 이때 스파크가 된 후로 연소가 시작되기까지의 점화지연기간^(7,9)계산은 다음과 같은 식을 이용하였다.

$$\Delta\theta = \frac{360nr_f}{U_i} \quad (6)$$

$$r_f = \left[\frac{0.0001V}{\frac{2}{3}\Pi} \right]^{1/3} \quad (7)$$

여기서, n 은 기관의 회전속도(rev/s)이고, r_f 는 화염의 반경이다. 스파크가 된 후의 경과시간이 위의 식으로 계산한 $\Delta\theta$ 보다 크면 연소가 이루어진 것으로 간주하며, 점화지연기간 동안은 압축과정으로 계산한다.

일단 연소가 시작되면 연소실은 2영역 모델로 취급하고 2영역 모델의 계산에서 임의의 순간의 압력은 연소실 전체에서 균일하나 온도, 비열 및 조성 등은 각각의 영역에서 서로 다른 값을 갖는 것으로 생각한다.

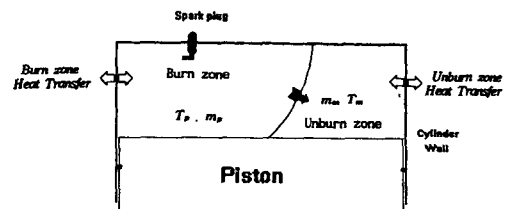


Fig. 1 Schematic of two-zone model during combustion

2영역 모델에 의한 실린더내 상태량 계산에서 질량 연소율은 난류 화염속도와 화염면의 면적을 이용하여 다음과 같은 식으로 계산한다.

$$\frac{dm_p}{d\theta} = \rho_m \cdot F_s \cdot u_t \quad (8)$$

여기서, 난류 화염속도 U_t 는 Kuehl⁽⁹⁾이 제안한 층류 화염속도 u_l 에 난류 화염계수 f_f 를 곱하여 계산한다.

$$\begin{aligned} u_t &= u_l \cdot f_f \\ &= f_f \cdot 0.78 \times \frac{10^4}{\left(\frac{10^4}{T_b} + \frac{900}{T_u}\right)^{4.938}} P^{-0.09876} \quad (9) \end{aligned}$$

여기서, 압력 P 는 bar로, 층류화염속도 U_l 은 m/s로 나타낸 값이다.

난류 화염속도계수 f_f 는 기관의 회전속도, 체적효율, 압축비, 등가비 및 점화진각 등 기관 운전조건의 함수이다.⁽⁹⁾

$$f_f = 1 + 0.002 \cdot \text{rpm} \quad (10)$$

$$f_f = 1 + 0.00197 \cdot \text{rpm} \quad (11)$$

여기서, 식(10)은 Phillips and Orman⁽¹⁰⁾이 Ricardo E6 엔진을 대상으로 실험을 수행하여 얻은 실험식이고, 식(11)은 Lucas and James⁽¹¹⁾가 Renault 664 엔진을 대상으로 얻은 실험식이다. 모두 난류화염속도계수가 엔진의 회전수에 비례한다고 가정할 때 각 대상엔진에 따라 각각 rpm에 따른 f_f 를 구하는 공식이 약간차이를 보이고 있음을 알 수 있다. 대부분 모델들이 난류 화염속도를 난류강도, 층류화염속도 그리고 기관의 회전속도의 함수로 나타내고 있다. 특히, Benson⁽²⁾과 Baruah^(2,7,22) 등은 f_f 는 기관회전수에 강하게 영향받는다고 하였다. 따라서 본 연구에서는 Lucas 등⁽¹²⁾이 제안한 바와 같이 난류 화염속도계수를 기관회전속도의 일차함수로써 기관의 회전속도가 주어지면 전 사이클에 걸쳐 일정한 값을 갖도록 가정하여 계산하였다. 이와 같은 난류 화염속도계수의 설정은 계산과 이해가 간단하다는 잇점은 있으나 연소시 미연가스가 압축되는 동안 난류강도(turbulent intensity)를 일정하게 가정함으로써 점화시기와 등가비(equivalent ratio)에 따른 연소기간과 점화기간 변동을 예측하는데 어려움은 있다고 생각된다. 그러나 본 연구대상 기관의 특성에 따라 실험적으로 구해야 하는 난류강도의 보정계수가 필요하므로 기관의 초기 설계에는 적합하지 않다고 생각되며, 또한 본 연구

는 연소기간과 점화지연기간 등의 변동에 따른 연소변동을 예측 및 고찰하는데 있지 않고 배기관외의 형상변화를 5가지로 변화시켜 이에 의한 Wave action변화가 기관출력에 미치는 영향의 고찰 및 기관을 설계하는데 그 주안점을 두어 계산하였다. 따라서 본 연구에서는 Baruah 등^(2,7,22)이 난류 화염속도계수를 구한 방법처럼 실험적으로 구한 $P \cdot \theta$ 선도와 수치적으로 계산한 결과를 시험착오법으로 비교하여 가장 일치할 경우의 값을 해당 운전조건에서의 난류 화염속도계수로 선정하였다. 이 경우, 실험값과 계산값의 최고압력값을 판정조건으로 한다.

2영역 연소모델에 대한 총 내부에너지 및 열역학 제1법칙은 다음과 같다.

$$E = m_m e_m + m_p e_p \quad (12)$$

열역학 제1법칙은 다음과 같다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dE}{d\theta} + \frac{dW}{d\theta} \quad (13)$$

식(12)를 미분하면 다음과 같다.

$$\frac{dE}{d\theta} = m_m \frac{de_m}{d\theta} + e_m \frac{dm_m}{d\theta} + m_p \frac{de_p}{d\theta} + e_p \frac{dm_p}{d\theta} \quad (14)$$

$$\text{여기서, } \frac{dm_m}{d\theta} = -\frac{dm_p}{d\theta}$$

2영역 모델의 계산에서 임의의 순간에서의 압력은 전 실린더에 걸쳐서 균일하나, 온도, 비열 및 조성 등은 각각의 영역에서 서로 다른 값을 갖는 것으로 생각한다. 이 기간 중의 압력과 각 영역의 온도변화는 열역학 제1법칙과 상태방정식 등을 이용하여 아래와 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{dP}{d\theta} &= \left\{ \frac{\left(1 + \frac{C_{vp}}{R_p}\right) P \frac{dV}{d\theta} + \left[(e_p - e_m) - C_{vp} \left(T_p - \frac{R_m}{R_p} T_m \right) \right] \frac{dm_p}{d\theta}}{\left[\frac{C_{cp}}{C_{pm}} \frac{R_m}{R_p} V_m - \frac{C_{vm}}{C_{pm}} V_m - \frac{C_{vp}}{R_p} V \right]} \right\} \\ &\quad \times \left[\frac{C_{vm}}{C_{pm}} - \frac{C_{vp}}{R_p} \frac{R_m}{C_{pm}} \right] \frac{dQ_m}{d\theta} - \frac{dQ}{d\theta} \quad (15) \end{aligned}$$

$$\frac{dT_m}{d\theta} = \frac{v_m}{m_m C_{pm}} \frac{dp}{d\theta} + \frac{1}{m_m C_{pm}} \frac{dQ_m}{d\theta} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_p}{d\theta} &= \frac{p}{m_m R_p} \left[\frac{dV}{d\theta} - \left(\frac{R_p T_p}{p} - \frac{R_m T_m}{p} \right) \frac{dm_p}{d\theta} \right. \\ &\quad \left. - \frac{R_m V_m}{p C_{pm}} \frac{dp}{d\theta} \right] - \frac{R_m}{p C_{pm}} \frac{dQ_m}{d\theta} + \frac{V}{p} \frac{dp}{d\theta} \quad (17) \end{aligned}$$

$$\frac{dQ_p}{d\theta} = \frac{F_p}{6N} \cdot a \cdot k_{ap} \frac{(Re)_p^{0.7}}{D_c} (T_p - T_w) + C(T_w^4 - T^4) \quad (18)$$

여기서, $(Re)_p = \frac{\rho D_c V_p}{\mu_p}$, $k_{qp} = \frac{C_{dp} \mu_p}{0.7}$ 이고 상수 C 는 복사열전달을 나타내는 Annand⁽³⁾ 상수로서 2.1×10^{-12} 을 사용하였다.

따라서 전열전달율은 다음과 같다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_m}{d\theta} + \frac{dQ_p}{d\theta} \quad (19)$$

시간단계 $d\theta$ 동안에 계가 한 일은 실린더의 평균압력으로부터 아래 식과 같이 간략하게 표현된다.

$$dW = \left(\frac{P_1 + P_2}{2} \right) (V_2 - V_1) \quad (20)$$

식(15)~(17)로부터 각 상태량의 변화율이 구해지면 4th order Runge-Kutta법으로 다음 시간단계에서의 상태량을 계산할 수 있다. 이와 같은 계산은 화염이 전 실린더 내로 전파될 때까지 계속 수행되며, 연소 생성물이 전체 혼합물의 99.9% 이상을 차지할 때 2영역 연소과정이 끝난 것으로 간주하고 일단 연소과정이 종결되면 단일 영역으로 계산하며, 단지 NO가 동결(freezing)되었는지를 계속해서 체크하여 NO를 반응속도론으로 계산하다가 NO가 동결되면 이 계산을 중지하고 단일영역 계산을 NO의 계산없이 계속해서 수행한다.

2.1.3 가스교환과정 중의 실린더내의 열역학적 계산
연소생성물들은 EVO시 값으로 AVO가 되어 신기가 실린더안으로 들어오기 전까지 고정된다. 실린더내로 유입되는 신기는 잔류가스와 함께 화학적 반응없이 섞인다. 이 때 비 내부에너지는 식(21)과 같다.

$$\frac{e(T)}{RT} = (a_1 - 1) + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \quad (21)$$

그리고 정적비열은

$$C_v = \bar{R} = \{(a_1 - 1) + 2a_2 T + 3a_3 T^2 + 4a_4 T^3 + 5a_5 T^4\} \quad (22)$$

각 혼합물에 대하여

$$C_v = \bar{R} = \{\Sigma x_i (a_{1,i} - 1) + 2\Sigma(x_i, a_{2,i}) T + 3\Sigma(x_i, a_{3,i}) T^2 + 4\Sigma(x_i, a_{4,i}) T^3 + 5\Sigma(x_i, a_{5,i}) T^4\} \quad (23)$$

여기서, i 는 각 화학종의 번호이고 a 는 각 화학

종에 대한 내부에너지 계수이다.

혼합물의 분자량은

$$m_w = \Sigma m_w x_i \quad (24)$$

여기서, m_w 는 분자량이고 x 는 화학종분율이고 i 는 각 화학종의 번호이다.

이상기체를 고려하면,

$$R = \frac{\bar{R}}{m_w} \text{이므로 } R_p = \frac{\bar{R}}{m_{wp}}, R_m = \frac{\bar{R}}{m_{wm}} \text{이다.}$$

그리고 $C_{pm} = C_{vm} + R_m$, $C_{pp} = C_{vp} + R_p$ 이다.

물수는 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$M_m = \frac{m_m}{m_{vm}}, M_p = \frac{m_c - m_m}{m_{wp}} \quad (25)$$

여기서, m_m 은 공기-연료 혼합물의 질량이고 mc 는 실린더 내에 존재하는 총 질량으로 아래와 같이 표현된다.

$$m_c = M_m m_{wm} + M_p m_{wp} \quad (26)$$

혼합물의 정압비열 및 정적비열은 아래와 같다.

$$C_{pg} = \frac{M_m m_{wm} C_{pm} + M_p m_{wp} C_{pp}}{m_c} \quad (27)$$

$$C_{vg} = \frac{M_m m_{wm} C_{vm} + M_p m_{wp} C_{vp}}{m_c} \quad (28)$$

혼합물 g 에 대한 점성계수는

$$Z_g = \frac{M_m Z_m \sqrt{m_{vm}} + M_p Z_p \sqrt{m_{wp}}}{M_m \sqrt{m_{vm}} + M_p \sqrt{m_{wp}}} \quad (29)$$

이로부터 작동유체의 점성계수는 아래와 같이 표현된다.

$$\mu_g = Z_g^{0.645} \quad (30)$$

실린더를 유출입하는 질량유량(dm/da)은 밸브의 경계조건에 의해서 제어되고 실린더내부 압력(P_c)은 열역학 제1법칙으로부터 다음과 같이 유도된다.

$$\frac{dp_c}{da} = \frac{\kappa - 1}{V_c} \left\{ \kappa_i - 1 \left(\frac{dm}{da} \right)_a - \frac{a_c^2}{\kappa_c - 1} \left(\frac{dm}{da} \right)_e - \frac{\kappa_c}{\kappa_c - 1} p_c \frac{dV_c}{da} + \frac{dQ}{da} \right\} \quad (31)$$

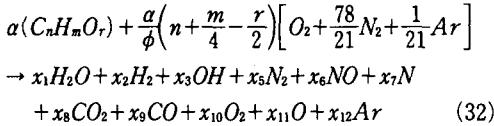
2.2 배기조성의 계산

2.2.1 평형 열역학에 의한 배기조성의 계산

배기관내에서의 에너지발생 속도는 대단히 빠르기 때문에 기연가스는 열역학적으로 평형의 상태에

가깝다. 따라서 기연가스의 압력 및 온도는 평형열역학을 사용하여 구할 수 있다.

연소생성물은 H_2O , H_2 , OH , H_2 , N_2 , NO , N , CO_2 , CO , O_2 , O , Ar 의 12 화학성분을 고려하였다. 물분을 x_i , 연료조성을 $C_nH_mO_r$, 등가비를 ϕ , 그리고 혼합기의 반응은 연소가스 1몰당 연료-공기 혼합기 a 몰을 요한다고 가정하면, 그 반응식은 다음과 같다.



이들 화학성분의 생성은 Vickland 등⁽¹³⁾이 제안한 화학반응식을 사용하였다.

2.2.2 반응속도론에 의한 NO_x 농도계산

NO 의 생성기구는 확대 Zeldovich기구⁽¹⁵⁾에 NO_2 에 관한 4개의 반응식을 부가한 Annand⁽³⁾모델을 사용하였고 그 반응식과 반응속도 정수는 다음과 같다.

- (a) $N + NO \rightleftharpoons N_2 + O$ $k_{r1} = 3.1 \times 10^{10} \times e^{(-160/T)}$
- (b) $N + O_2 \rightleftharpoons NO + O$ $k_{r2} = 6.4 \times 10^6 \times T \times e^{(-3125/T)}$
- (c) $N + OH \rightleftharpoons NO + H$ $k_{r3} = 4.2 \times 10^{10}$
- (d) $H + N_2O \rightleftharpoons N_2 + OH$ $k_{r4} = 3.0 \times 10^{10} \times e^{(-5350/T)}$
- (e) $O + N_2O \rightleftharpoons N_2 + O_2$ $k_{r5} = 3.2 \times 10^{12} \times e^{(-18900/T)}$
- (f) $O + N_2O \rightleftharpoons NO + NO$ $k_{r6} = k_{r5}$
- (g) $N_2O + M \rightleftharpoons N_2 + O + M$ $k_{r7} = 10^{12} \times e^{(-30500/T)}$

여기서, M 은 반응중에 화학적으로 변하지 않고 남아있는 혼합물 중의 또 다른 제3의 화학종이다.

2.2.3 CO 농도

본 연구에서의 CO 농도예측은 Benson 등이 연소가스 중의 CO 농도가 사이클 중 CO의 최대평형 농도와 같은 경향으로 변화한다는 Starkman과 Newhall^(13,19)의 주장을 근거로 하여 사이클 중 CO의 비평형농도를 결정하는 다음의 식을 제안하였다.

$$CO = CO_e + f_{co}(CO_{peak} - CO)_e \quad (33)$$

여기서, f_{co} 는 0과 1사이의 값을 갖는 실험상수로서 모든 운전조건, 그리고 전 사이클에 걸쳐 일정한 값을 갖는 것으로 가정하였다. Benson 등⁽⁷⁾은 f_{co} 의 값으로 0.5를 제안하였으며 본 연구에서

는 이 값을 사용하여 실린더내에서의 시간에 따른 CO 농도의 변화를 계산하였다.

$$\frac{1}{V} \frac{d([CO]V)}{dt} = -k_f[CO][HO] + k_b[CO_2][OH] \quad (34)$$

여기서, $[x]$ 는 화학종 x 의 농도를 나타낸다. 배기관내에서의 CO 조성은 배기관내의 온도와 압력의 변화에 대해서는 변화하지 않고 실린더에서 배출되는 당시의 값으로 동결된다. 그러므로 CO 농도는 각 실린더에서 EVO시에 배출되는 양과 배기관의 이음부 등에서의 혼합에 의해서만 변화한다.⁽²⁾

2.3 흡·배기관내 가스유동에 대한 시뮬레이션

관내에서 가스가 운동할 때에는 관성을 가지게 되며, 이 관내에 있는 가스를 기주(gas column)로 간주하면 이 기주가 간헐적으로 이동하는 경우에는 압력 진동을 일으키게 된다.⁽¹⁷⁾ 본 연구에서는 이러한 관내에서의 유동을 해석하기 위하여 1차원 비정상 유동으로 가정하고 특성곡선법을 이용하여 시뮬레이션한다.

2.3.1 지배방정식

흡·배기관내에서의 유동을 1차원, 비정상 유동으로 가정하고 마찰, 관내에서의 열전달, 온도기울기를 고려하면 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u dF}{F dx} = 0 \quad (35)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial p}{\rho \partial x} + f \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \frac{4}{D} = 0 \quad (36)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} - a^2 \frac{\partial \rho}{\partial t} + a^2 u \frac{\partial \rho}{\partial x} \\ & - (\kappa - 1) \rho \left(q + \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \right) = 0 \end{aligned} \quad (37)$$

여기서,

$$f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho u^2}, \quad a^2 = \frac{\kappa p}{\rho}, \quad F = \frac{\pi D^2}{4}$$

이고 q 는 단위시간 단위질량당 관의 벽면을 통한 열전달율이다.

특성해를 얻기 위하여 방정식들을 특성곡선

$$\frac{dx}{dt} = c,$$

$$\left(\frac{d}{dt}\right)_c = \frac{\partial}{\partial t} + c \frac{\partial}{\partial x} \quad (38)$$

에 따라 선형적인 조합으로 나타내면 아래와 같다.

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= u + a \\ \frac{dP}{dt} \pm \rho a \frac{du}{dt} - (\kappa - 1) \rho \left(q + u \frac{4fu}{2|u|} \right) \\ &\pm \frac{4f \rho u^2 u}{D 2|u|} + \frac{\rho a^2 u dF}{F dx} = 0 \end{aligned} \quad (39)$$

그리고

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= u \\ \frac{dp}{dt} - a^2 \frac{dp}{dt} - (\kappa - 1) \rho \left(q + u \frac{4fu^2 u}{2D|u|} \right) &= 0 \end{aligned} \quad (40)$$

와 같은 특성을 얻을 수 있다.

무차원변수

$$A = \frac{a}{a_{ref}}, U = \frac{u}{u_{ref}}, A_A = \frac{a_A}{a_{ref}}, Z = \frac{ax_{ref}t}{x_{ref}}, x = \frac{x}{x_{ref}}$$

Riemann변수

$$\lambda = A + \frac{\kappa - 1}{2} U, \beta = A - \frac{\kappa - 1}{2} U$$

를 도입하여 특성곡선과 제적선에 대하여 정리하면 특성방정식은 다음과 같이 나타낸다.

(1) λ Characteristics

(i) 방향조건

$$\frac{dX}{dZ} = U + A \quad (41)$$

(ii) 적합조건

$$\begin{aligned} d\lambda &= dA + \frac{\kappa - 1}{2} dU \\ &= -\frac{(\kappa - 1)AUdF}{2FdX} dZ + \frac{A}{A_A} dA_A \\ &\quad - \frac{(\kappa - 1)2fx_{ref}}{2D} U^2 \frac{U}{|U|} \\ &\quad \cdot \left[1 - (\kappa - 1) \frac{U}{A} \right] dZ + \frac{(\kappa - 1)^2 qx_{ref} 1}{2a_{ref}^3 A} dZ \end{aligned} \quad (42)$$

(2) β Characteristics

(i) 방향조건

$$\frac{dX}{dZ} = U - A \quad (43)$$

(ii) 적합조건

$$\begin{aligned} d\beta &= dA - \frac{\kappa - 1}{2} dU \\ &= \frac{(\kappa - 1)AUdF}{2FdX} dZ + \frac{A}{A_A} dA_A \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & - \frac{(\kappa - 1)2fx_{ref}}{2D} U^2 \frac{U}{|U|} \\ & \cdot \left[1 - (\kappa - 1) \frac{U}{A} \right] dZ + \frac{(\kappa - 1)^2 qx_{ref}}{2a_{ref}^3 A} dZ \end{aligned} \quad (44)$$

(3) 제적선

(i) 방향조건

$$\frac{dX}{dZ} = U \quad (45)$$

(ii) 적합조건

$$dA_A = \frac{\kappa - 1}{2} \frac{A}{A^2} \left[\frac{qx_{ref}}{a_{ref}^2} + \frac{2fx_{ref}}{D} |U|^3 \right] dZ \quad (46)$$

여기서, $\frac{P}{P_{ref}} = \left(\frac{a}{a_A}\right)^{\frac{2\kappa}{\kappa-1}}$, $\frac{\rho}{\rho_A} = \left(\frac{P}{P_{ref}}\right)^{\frac{1}{\kappa}}$ 의 관계가 있고, a_A 는 압력 P 의 상태에서부터 등엔트로피 변화로 인한 기준압력에서의 음속이며, 관내의 엔트로피 level을 결정한다. 여기에 덧붙여서 가변엔트로피 유동에서는 Riemann변수가 유체를 통과할 때 수정이 필요하다. 즉, 시간의 증분에 따라 λ, β 가 변한다.

식(42), (44)에서의 첫번째 항은 관면적 변화로 인한 λ, β 의 변화, 두번째 항은 엔트로피의 변화로 인한, 세번째 항은 관마찰로 인한, 네번째 항은 열전달로 인한 λ, β 의 변화를 나타낸다. 식(46)에서 첫번째 항은 열전달, 두번째 항은 마찰로 인한 엔트로피의 변화를 Path-line을 따라 계산한다. 여기서 식(41), (43), (45)는 압력과 유체입자의 전달 속도와 방향을 나타내는 특성곡선(characteristic line)이고 식(42), (44), (46)은 각각 특성곡선에 대한 적합방정식(compatibility equation)이다.

흡·배기관내부 유동에서 마찰계수는 유동을 완전히 발달된 난류로 가정하여 매끈한 관과 Fully rough 영역의 유동 모두에서 정확한 마찰계수를 계산할 수 있는 Haaland⁽¹⁸⁾가 발표한 아래의 식을 사용한다.

$$\frac{1}{f^{1/2}} = \left(\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{K}{3.7D} \right)^{1.11} \right) 5 \cdot 10^3 < Re < 5 \cdot 10^7 \quad (47)$$

여기서, f 는 Darcy's friction factor이고 K 는 등가조도계수(equivalent sandroughness)이다. 본 연구에서는 흡기관에서는 알루미늄, 배기관에서는 주철의 K 값을 각각 사용하였다.

흡·배기관내를 흐르는 가스와 관벽과의 열전달량을 구하기 위해서 관내의 흐름을 아래와 같은 원

관 내에서의 정상상태 난류실험식을 사용하였다.

$$Nu_d = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (48)$$

여기서, $Re = \frac{\rho u d}{\mu}$ 이고, Pr 은 Eucken⁽¹⁴⁾이 실험적으로 제시한 다음과 같은 실험식을 사용하였다.

$$K = \frac{9\kappa - 5}{4} \mu C_v \quad (49)$$

$$Pr = \frac{C_p}{K} = \frac{4\kappa}{9\kappa - 5} \quad (50)$$

흡기관을 흐르는 작동유체는 공기(air)이고, 이는 수증기를 함유하고 있으나 대단히 불안정한 상태에 있으며, 그 상한은 온도에 의하여 결정되는 포화수증기압에 지배된다. 본 연구에서는 온도에 따른 동점성계수를 아래식으로 계산하였다.⁽¹⁷⁾

$$\mu = 1.724 \times 10^{-5} \times \frac{380}{T + 107} \left(\frac{T}{273} \right)^{3/2} [\text{N} \cdot \text{S}/\text{m}^2] \quad (51)$$

배기관을 흐르는 작동유체는 탄화수소와 공기의 연소 생성물이다. 그러나 이것의 온도에 따른 점성계수는 공기와 거의 비슷하다.⁽¹⁴⁾ 그러므로 본 연구에서는 배기관의 동점성계수를 구하기 위하여 식(51)을 이용하여 계산하고 등가비 ϕ 의 효과를 고려하기 위해서 연소생성물의 동점성계수를 다음과 같이 수정한다.

$$\mu = \frac{\mu_{air}}{1 + 0.027\phi} \quad (52)$$

또한, 실제의 계산에서는 흡·배기관 벽의 온도는 일정하다고 가정하므로 단위 면적당 열전달률은 아래식과 같이 표현된다.

$$\Delta q_i(t) = h(T_w - T_i) \quad (53)$$

2.3.2 경계조건

기관의 흡·배기관은 엔진의 복잡한 여러 장치들과 연결되어 있으므로 관내의 압력파를 표현하기 위해서는 관 양단에 연결되어 있는 여러 장치들을 실제와 가깝게 모델링하여 관 양단의 경계점을 향하여 유입하는 압력파의 특성값 λ_{in} , A_{Ain} 과 경계점을 떠나는 압력파의 특성값 λ_{out} , A_{Aout} 을 각각의 경계조건을 이용하여 계산하여야 한다.

(1) 실린더 경계조건

가스교환 과정 중 실린더를 개방계로 취하여 흡·배기 밸브를 통과하는 질량유량을 고려하여 실

린더 내의 압력을 계산하였고, 밸브는 서서히 여닫히며 실린더 내의 압력, 온도, 밀도는 체적전체에 걸쳐 일정하다고 가정한다.

실린더에서 관 내부로 유동이 생길 경우에는 관 경계에서의 화학종의 비율은 실린더 내의 것으로 대치시키고 관에서 실린더 내로 유동이 생길 경우에는 관 경계의 안쪽과 바깥쪽의 궤적선을 보간하여 실린더 경계에서의 화학종들의 비율을 계산한다.

(2) 스톨바디 경계조건

Benson⁽²⁰⁾과 Blair⁽²⁷⁾은 스톨바디를 단열압력강화가 일어나는 불연속점으로 가정하여 계산하였다. 본 연구에서도 흡기관을 지나는 유동을 완전히 확립된 1차원 유동으로 간주하고 스톨바디에서 교차되어 단열적으로 압력이 강해지는 것으로 간주하였다. 스톨바디와 같은 장치는 지나가는 압력파의 진폭을 감소시키고 반사파의 진폭을 증대시킨다. 이 효과는 저항계수값이 클수록 커지는 것으로 알려져 있다.⁽⁷⁾

(3) 관 연결부

연결부의 각 관의 단면에서의 압력은 일정한 것으로 생각하는 정압모델을 본 연구에서 사용하였다. 단, 엔트로피 A_A 는 이음부로부터 유동이 떠나갈 때에는 완전히 혼합되는 것으로 가정하고 이때의 A_A 의 값은 유입되는 가스들의 가중평균치를 취하며 연결부를 향할시에는 변하지 않는다. 그리고 이음부에서의 작동유체의 성분비는 이음부로 향하는 유동만으로 계산되며, 완전혼합으로 간주한다.

(4) 밸브 경계조건

배기밸브를 통하여 실린더로부터 가스유출시 또는 흡기밸브를 통하여 역류가 일어날 경우에 적용하였으며 아음속유동시 목에서의 압력과 관 끝에서의 압력을 동일하게 취하는 정압모델로 계산하였으며, 초음속 유동시는 압력이 강하하는 모델을 취하였다.

(5) 노즐 경계조건

흡기밸브를 통한 실린더로의 유입, 또는 배기밸브에서 역류발생시 및 배기관 출구에서의 경계조건으로 사용하게 된다. 유동은 등엔트로피 과정이며 초음속과 아음속으로 나누어 계산하게 된다.

(6) 입구 경계조건

흡기계의 공기 흡입구는 대기와의 엔트로피 차이를 고려한 입구 경계조건을 사용하였으며, 역류 발생시는 개방단 경계조건으로 하였다.

(7) 플레넘 경계조건

플레넘은 흡·배기 매니폴드보다 상대적으로 큰 부피를 가진 챔버로 고려하였고, 이때 챔버 안의 유동속도는 무시하였다. 플레넘으로의 유입은 유한 저장소와 접한 완전개구된 노즐조건으로, 유출시는 개방단 경계조건으로 각각 계산하였다.

2.4 계산방법

시뮬레이션에 사용된 언어는 Fortran 77이며 주 프로그램과 30개의 부프로그램으로 구성되어 있다. 계산은 실린더와 관내의 초기상태를 읽어들이어 이를 기초로 하여 1번 실린더의 배기밸브가 열렸을 때 부터 시작, 경계조건을 제외한 관 내부의 유동특성을 특성곡선법으로 계산한다. 이때 엔트로피 변화량을 수정형 비격자법으로 계산하고 Riemann변수 λ , β 값을 격자법에 의해 계산한다. 현재 크랭크각이 각각의 실린더에서 압축, 점화지연, 연소, 팽창, 가스교환과정 중 어느 단계에 있는지 판단하여 계산하고 다음단계의 실린더내부 상태량을 계산한 뒤 각각의 실린더의 흡·배기밸브에 접촉되어 있는 관끝의 경계조건을 계산한다. 이때 동력과정의 계산이 끝난 실린더는, 도시 평균유효압력, NOx, CO의 EVO시 및 최대농도, 연소기간, 토크, 도시

열효율 등을 출력하게 하고, 가스교환과정이 끝났으면 잔류가스량, 충전효율, 체적효율, 가스교환일, 밸브를 통과하는 질량유량 등을 계산한다. 이러한 실린더의 경계조건에 대한 계산이 끝나면 관의 이음부, 저항부, 노즐, 플레넘, 개방단, 밀폐단 및 흡입부에 대한 경계조건을 계산한다.

이와 같은 계산이 모든 흡·배기관에 대해서 끝나면 우리가 알고자 하는 관의 위치에서의 압력, 온도를 출력한 뒤 Courant-Friedrichs-Lewy의 안정조건에 의해서 다음 시간증분 ΔZ 을 결정한 뒤 같은 계산을 반복한다. 이와 같은 계산을 1번 실린더의 EVO에서부터 한 사이클을 돌아 다시 배기밸브가 열릴 때까지 반복한다. 수렴의 판정은 1번 실린더의 한 사이클 동안 실린더내로 충전된 혼합기량이 전 단계와 비교해서 1% 이내로 되면 수렴되었다고 판정한다.

3. 실험

3.1 실험장치 및 방법

본 연구의 실험에 사용된 기관은 4사이클 4실린더 1500 cc 가솔린기관으로 제원은 Table 1과 같으며 Fig. 2는 실험장치의 개략도이다.

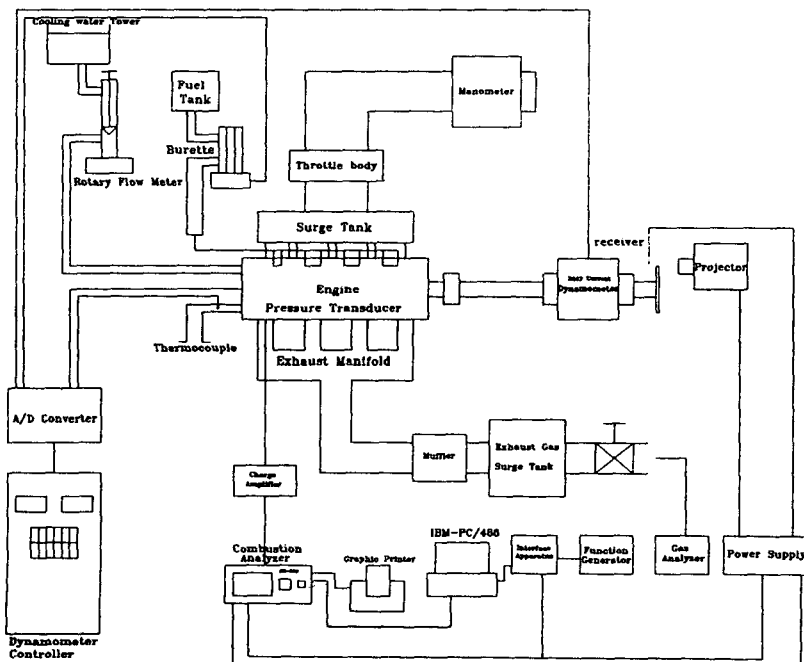
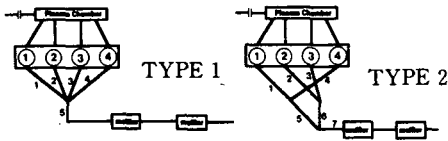


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

실험장치는 기관과 기관동력계를 기본으로 하여 실린더내의 압력 측정장치와 Data acquisition 및 기타 측정장치로 구성되어 있다. 실린더내의 압력을 측정하기 위해서 Piezo electric type의 Pressure transducer 및 연소해석기를 이용하여 측정하였고, 토크 및 연료소비율은 동력계를 이용하여 측정하였으며, 스로틀 개도는 동력계에 연결된 스로틀 액추에이터를 이용하여 변경하였다. 실험에 사용된 계

측장비의 제원은 Table 2에 나타내었다.

배기관 형상이 출력에 미치는 영향을 실험하기 위해서 Fig. 3에 나타낸 것과 같은 2가지의 배기관 형상을 실험엔진에 부착하여 WOT상태에서 기관의 회전속도를 500 rpm씩 증가시켜 가면서 출력 및 크랭크각도 매 1도 마다 실린더내의 압력변동을 측정하였다. O₂ sensor는 두 경우 모두 첫번째 이음부에 설치하였다.



Pipe No	Pipe Length (m)		Pipe Diameter (m)	
	Type 1	Type 2	Type 1	Type 2 (입구/출구)
1	0.195	0.201	0.031	0.032/0.03855
2	0.125	0.301	0.031	0.032/0.03855
3	0.091	0.351	0.031	0.032/0.03855
4	0.125	0.383	0.042	0.032/0.03855
5	1.440	0.330	0.045	0.0374
6	.	0.355	.	0.0374
7	.	0.720	.	0.0450

* 표시된 이외의 관들은 치수가 동일.

Fig. 3 Schematic diagrams of experimental exhaust system

Table 1 Specifications of experimental engine

Engine type		Water cooled 4-cycle 4-cylinder engine	
Bore Stroke	mm	75.5 × 82.3	
Total displacement	cc	1468	
Compression ratio		9.4	
Firing order		1-3-4-2	
Ignition timing		BTDC 5° ± 1° / 700 rpm	
Valve timing	Intake	Opens	BTDC 18.5
		Closes	ABDC 51.5°
	Exhaust	Opens	BBDC 51.5°
		Closes	ATDC 18.5°
Intake valve duration	°CA	250°	
Exhaust valve duration	°CA	250°	

Table 2 Specifications of measuring instruments

Dynamometer	Type	Eddy current absorption dynamometer
	Model	1014 D. G.
	Max. abs. power	176 ps
Digital fuel consumption meter	Type	Digital capacity
	Capacity	200 cc
	Maker	ONO SOKKI
Hygrometer	Range	Air temp. : 0 ~ 99°C
		Humidity : 0 ~ 99%
	Maker	KANOMAX
Digital tachometer	Range	0 ~ 9900 rpm
	Maker	ONO SOKKI
Digital thermometer	Maker	YOKOGAWA Electric Works
Pressure transducer (Piezo electric type)	Sensitivity	-15.0 PC/bar
	Range	0 ~ 250 bar
	Type	610 A
	Maker	KISTLER
Charge amplifier	Type	5007
	Maker	KISTLER
Crank angle detector	Type	PP-935
	Maker	ONO SOKKI
Combustion analyzer	Type	CB-366
	Maker	ONO SOKKI
Graphic printer	Type	RQ-411
	Maker	ONO SOKKI

Table 3 Experimental constants

Fuel (conventional Petrol)	C_7H_{13}
Viscosity coefficient	$2.0E-7$ kg/m-s
Lower heating value	42,000 kJ/kg
Flame factor (3000 rpm)	5.5
Cylinder wall temp.	500 K
A/F ratio	15.52
Discharge coefficient	0.6
Pipe friction factor	Haaland Eq.
Annand coefficients (3000 rpm)	$a=0.4$ $b=0.726$ $c=2.1E-12$
Pipe wall temp.	300 K (Intake) 700 K (Exhaust)

3.2 실험상수의 결정

본 연구에서는 기관의 특성에 상당한 영향을 미치지 않는 상수들은 문헌에 나와 있는 대표적인 값을 참조하거나 실험으로 얻은 지압선도를 이용하여 상수를 결정하여 상수 결정에 소요되는 시간을 최소화하였고, Table 3은 본 연구에서 시뮬레이션에 공통적으로 사용한 실험상수 및 데이터들이다.

4. 결과 및 고찰

배기계의 설계에서 중요한 것은 배기행정말기의 잔류가스의 감량으로 체적효율을 향상시키는 것이다. 체적효율의 향상 방법으로 배기간섭을 억제하기 위해, 길이를 늘이는 방법은 효과를 거둘 수도 있다.⁽²²⁾ 그러나 배기관의 길이가 길수록 삼원촉매 장치의 작동준비시간(waup rate)이 지연되어 시동 시 많은 공해물질을 배출시킬 우려가 있고 더욱이 냉기시동(cold starting)시에 불리하기 때문에 많은 주의를 기울여야 한다. 따라서 한정된 배기계의 공간내에서의 배기간섭을 억제하는 방법은 형상을 변화시키는 것이 타당하다. 이는 배기 관성을 이용하는 것으로 EVO시에 배출되는 가스로 말미암아 압축파가 배기관을 침투하여 이음부에서 반사되는 팽창파를 EVC직전에 실린더에 도달시켜 소기를 돕도록 하는 방법이다. 또한 다기관에서는 다음 점화되는 실린더의 불로우다운에 의한 압축파가 이음부

를 통하여 역류하여 밸브오버랩 기간 중의 소기행정을 방해받지 않도록 배기관의 형상을 변화시키는 방법이 있다. 본 연구에서는 배기관의 형상을 Fig. 4와 같이 5가지로 모델링하여 관의 형상변화가 잔류가스, 체적효율 및 출력에 미치는 영향을 시뮬레이션과 실험을 통해 구하였다.

Fig. 5와 Fig. 6은 본 연구에 사용된 프로그램의 타당성을 검증하기 위해서 기관의 회전속도가 각각 1200 rpm과 4800 rpm일 때 배기관내의 압력변동을 계산치와 실험치⁽²³⁾를 비교하여 나타낸 것이다.

실험치와 계산치가 잘 일치하고 있으며, 배기관 쪽의 압력파형을 보면 감쇄되지 않는 4개의 산을

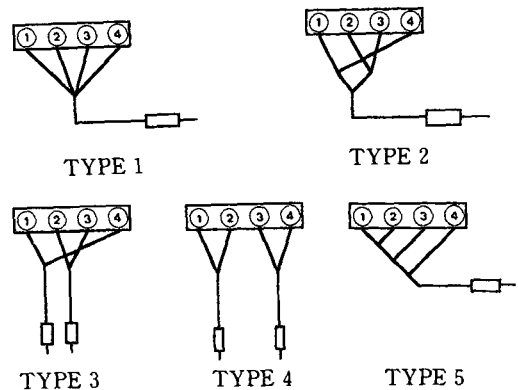


Fig. 4 Simulation models of 4-cycle, 4-cylinder exhaust system

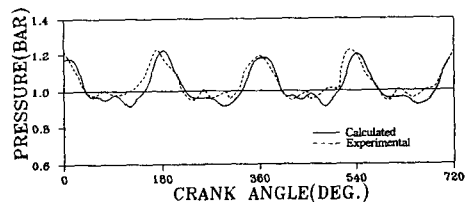


Fig. 5 Comparison of calculated & experimental pressure variation in the exhaust pipes for 1200 rpm, WOT

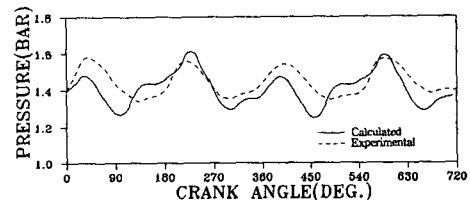


Fig. 6 Comparison of calculated & experimental pressure variation in the exhaust pipes for 4800 rpm, WOT

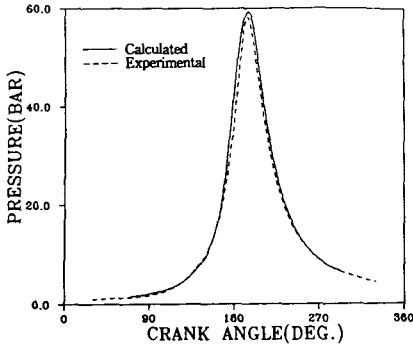


Fig. 7 Comparison of cylinder pressure for experimental & calculated data for 3000 rpm, WOT

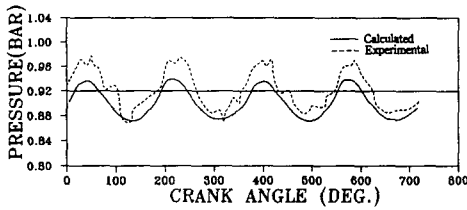


Fig. 8 Comparison of calculated & experimental pressure variation in the intake pipes for 3000 rpm, 1/2 throttle

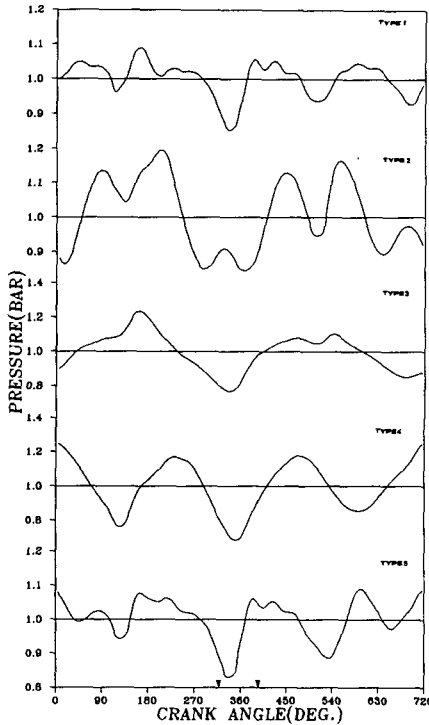
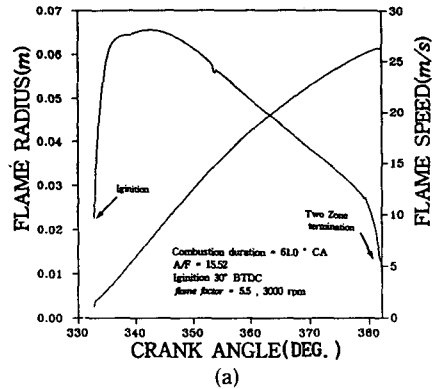


Fig. 9 Calculated result for the pressure variation of exhaust pipe with respect to configuration, 3000 rpm, WOT

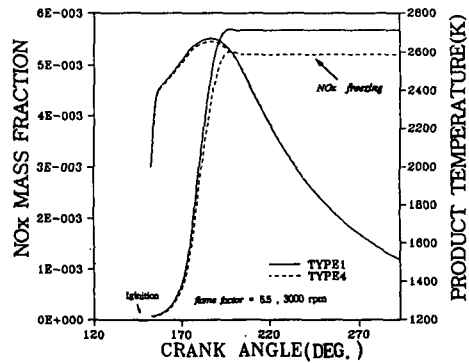
볼 수 있다. 그러나 고속운전조건에서는 복잡한 배기계의 형상으로 인하여 많은 유동손실이 발생하므로 실험치와 계산치간의 오차가 보이나 일반적인 경향은 일치하고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 7~13은 배기계의 형상변화에 따른 체적효율 및 맥동현상의 변화를 예측한 것으로, 흡기계의 형상은 모두 동일한 조건에서 Fig. 4와 같은 5가지의 배기계의 형상들을 고려하였고, 모두 3000 rpm에서 비교하였다.

또한 각각의 배기계 형상에서 첫번째 이음부까지의 관의 길이는 같게 계산하였으며, 정확한 동력과정을 시뮬레이션하기 위하여 동일 엔진에서 실험적⁽¹⁹⁾으로 구한 3000 rpm, WOT에서의 IMEP와 지압선도를 이용하여 난류 화염계수와 Annand상수 b 를 구하였으며 그 결과는 각각 5.5와 0.726이었다. Fig. 7은 WOT에서의 실린더내 압력변화를 계산치와 실험치⁽²²⁾를 비교한 선도이며, 계산치와 실



(a)



(b)

Fig. 10 (a) Calculated turbulent flame speed & flame radius as a function of crank angle
(b) Calculated NOx mass fraction & product temperature for type 1 & type 4

험치가 잘 일치함을 볼 수 있다.

Fig. 8은 1/2개도에서 흡기관의 압력파형을 계산치와 실험치⁽²²⁾를 비교한 것이다. 일반적인 경향이 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 9는 동일한 흡기계를 가지고 Fig. 4에서 나타낸 것처럼 배기계의 형상을 5가지로 변화시켜서 각각의 1번 실린더에서 10 cm 떨어진 배기관의 압력파형을 시뮬레이션하여 나타낸 것이며, 화살촉은 밸브점침기간을 표시한 것이다.

Fig. 10(a)는 형상1의 경우의 화염전파속도와 화염반경의 계산값을 나타낸 것이고, (b)는 형상 1과 형상 2의 경우에 대한 각각의 크랭크각에 대한 NOx의 생성 및 기연가스의 온도를 나타낸 것이다. 계산결과 잔류가스량이 배출물에 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

Fig. 11은 기관의 회전속도가 3000 rpm일 때 각각의 배기계의 형태에 따른 체적효율과 잔류가스량을 나타낸 것이다. 여기서, 배기행정 말기의 밸브 오버랩 시기에 실린더간의 간섭을 최대로 억제시킴으로서 넓은 영역에 걸쳐 강한 1차 부압파를 도달시킬 수 있어 잔류가스량을 감소시킬 수 있으며 또한 이에 따라서 체적효율도 상승함을 알 수 있다. Fig. 9에서 보는 바와 같이 형상 2는 형상 1에 비하여 3번 실린더의 EVO시 블로다우에 따른 압력파의 역류에 따른 간섭효과를 억제할 수 있어 오버랩기간 동안 더 넓은 영역의 음압파를 형성할 수 있음을 알 수 있고 그 결과 잔류가스량을 보다 더 억제시킬 수 있었으며 체적효율도 형상 1보다 증대되었다. 형상 3과 4를 비교하여 보면, 오버랩 부분에서 음압파의 형상은 비슷하나 형상 4보다 강한 부압을 형성하고 있기 때문에 잔류가스량은 형상 3

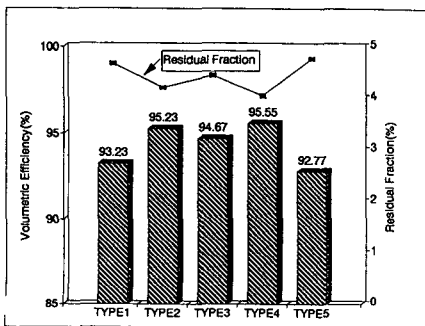


Fig. 11 Comparison of volumetric efficiency & residual gas fraction with respect to configuration, 3000 rpm

보다 억제시킬 수 있었고 체적효율도 증대시킬 수 있었다. 이상의 5가지 형상들 중에 형상 4가 가장 체적효율이 높는데 그 이유는 밸브의 오버랩 기간 중 가장 강하고 넓은 음압파의 영역을 형성할 수 있기 때문으로 판단된다.

Fig. 12는 각각의 배기계 형상에 대해 기관의 회전속도에 따른 체적효율을 나타낸 것이다. 일반적으로 배기관이 이원적 형상(dual type)일 때 높은 체적효율을 낼 수 있음을 계산결과 알 수 있었다. 그러므로 실제 대량생산에 따른 제작비 상승을 억제할 수 있다면 배기관을 이원화하는 것이 기관의 성능향상에 유리할 것으로 판단된다. 또한 각 배기계의 형상변화에 따른 체적효율의 변동폭이 약 2000 rpm 이하의 저속영역에서 크게 나타나는 것으로 미루어 보아 2000 rpm 이하의 저속영역에서는 배기간섭에 따른 영향이 커짐에 따라 관의 형상

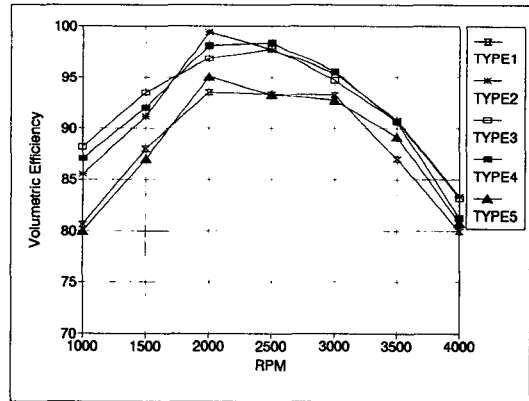


Fig. 12 Comparison of volumetric efficiency with respect to rpm

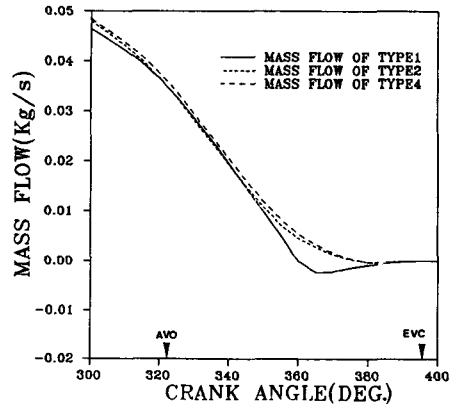


Fig. 13 Comparison of calculated mass flow during valve overlap for type 1, 2, 4, 3000 rpm

변화에 따른 효과가 커짐을 볼 수 있다.

Fig. 13은 형상 1, 2, 4의 경우에 각각의 밸브접침 기간에서의 질량유량을 크랭크각에 대해서 나타낸 것이다. 계산결과 밸브접침기간에 강한 반사부압을 도달시킬 수 있는 형상 4의 경우가 밸브접침기간에 발생하는 배기관에서 실린더로의 역류를 가장 잘 억제시킬 수 있음을 볼 수 있다.

Fig. 14~19는 Fig. 3과 같은 형상 1과 2의 배기관형상을 가지고 각각 기관성능을 실험하였다. 이때 실험엔진의 흡기계 및 모든 운전조건은 변화시키지 않았으며, 단지 배기관만을 바꾸어 실험하였다.

Fig. 14는 형상 2의 경우에서 기관의 회전속도가 4000 rpm일 때의 실린더내 압력을 계산치와 비교한 것이다. 실험값과 계산치는 Peak pressure에서 대략적으로 일치하고 있으나 이것이 발생하는 크랭크각 차이와 압축과정 중의 Pressure rise rate의 차이가 있음을 알 수 있다. 이는 본 연소모델이 압축과정시 발생하는 Squish에 의한 Large-scale eddies들을 고려하지 못했고 층류화염속도를 Kuehl⁽⁹⁾이 제안한 실험식을 사용하였는데, 이는 프로판과 공기의 혼합물을 사용한 Flate burner에서 유출한 실험식이므로 흡입시 생기는 swirl과 압축시 생기는 Squish 등이 혼합되어 나타나기 때문이고, 또한 연소실형상이 Flate burner가 아닌 본 실험대상 엔진의 실험결과와 차이 때문이라고 생각된다. 연소후반부에 나타나는 실험치와의 차이는 실린더 벽과 피스톤과의 틈새를 통한 팽창행정시에 발생할 수 있는 질량손실(mass loss)를 고려하지 못하였으며, 본 연구의 식(1), (15)에서 $dQ/d\theta$ 의 오차가

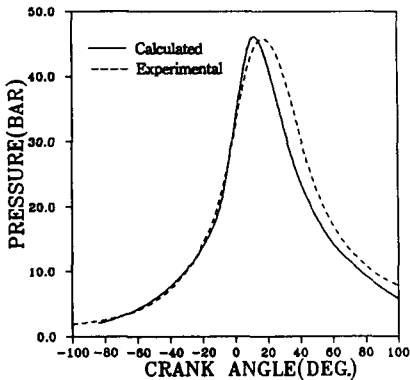


Fig. 14 Comparison of cylinder pressure for the experimental & calculated data for type 2, 4000 rpm, WOT

압력상승률 및 하강률에 영향을 미쳐 실험치와의 오차를 유발한다고 생각된다. 엔진을 실험할 때, 실제 같은 운전조건 하에서 실험을 하여도 냉각수의 온도 및 윤활유의 온도의 변화에 따라 실험값이 많은 영향을 받기 때문에 본 연구 계산시 실린더벽 온도를 일정하게 고정시키고 계산하는 것과 실제 벽면온도와의 차이 또한 실린더 벽면에서 열전달을 나타내는 Annand상수선택의 부정확성에 오차의 한 원인이라 생각된다.

Fig. 15는 형상 1의 경우의 평균유효압력을 기관의 회전속도에 따라서 나타낸 것이다. 실험치와 계산치간의 약간의 차이가 보이나 일반적인 경향은 일치하고 있다.

Fig. 16은 WOT시 형상 1과 2에서 토크의 실험치와 형상 2에서 연료소비율의 계산치와 실험치를

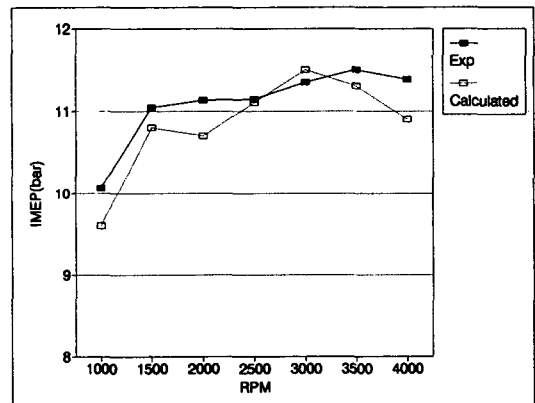


Fig. 15 Comparison of IMEP for the experimental & calculated data with respect to rpm for type 1, WOT

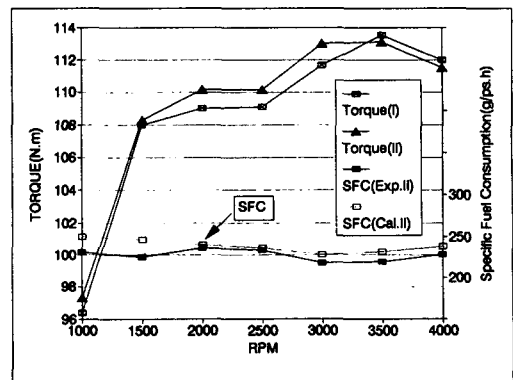


Fig. 16 Comparison of torque of type 1, 2 & SFC of type 2 with respect to rpm for WOT

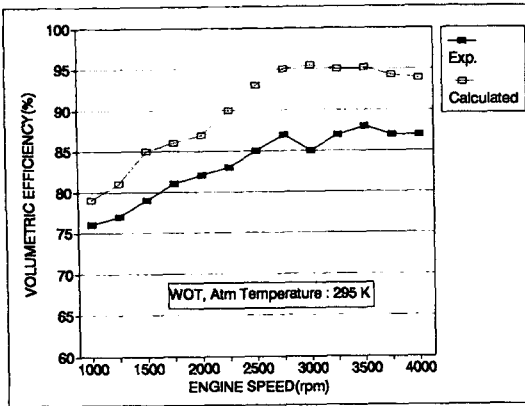


Fig. 17 Comparison of volumetric efficiency with respect to rpm for experimental & calculated data for type 2, WOT

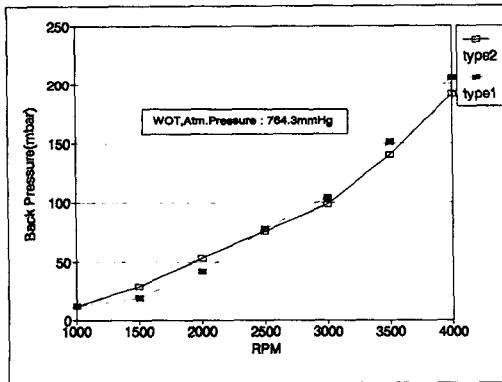


Fig. 18 Comparison of back pressure with respect to rpm for type 1, 2, WOT

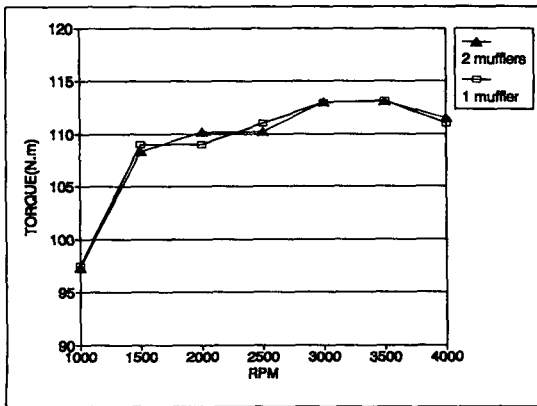


Fig. 19 Comparison of effect of torque of type 1 on the number of muffler with respect to rpm for WOT

각 회전속도에 대해 비교하여 나타낸 것이다. 3000 rpm 이하에서 형상 2가 약간 높은 출력을 내고 있는데, 이는 형상 2가 1보다 배기주관의 길이가 길어 저속에서의 배기간섭을 억제할 수 있기 때문으로 판단된다.

Fig. 17은 형상 2에 대해 기관의 회전속도에 대해 체적효율을 계산치와 실험치를 비교해 나타낸 것이다. 계산치와 실험치가 차이가 나타나는 이유는 밸브와 밸브시트의 열전달을 고려하지 않았기 때문에 흡기밸브를 통과하는 혼합물이 높은 온도의 실린더 자체 및 밸브시트를 통과할 때 생기는 밀도 감소로 인한 질량유량의 감소를 예측할 수 없어서 체적효율이 실험값과 차이를 보이는 것이라고 생각된다. 또한 본 연구는 배기계의 영향을 주요점을 두었기 때문에 흡기쪽의 단순화된 모델링에서도 오차의 한 원인을 들 수 있겠고, 스로틀밸브를 단열 압력강하가 일어나는 1차원적 해석으로 계산되어졌는데 사실 스로틀밸브 주위의 유동은 더욱 복잡해지며 3차원의 형상을 띠며, 이는 바로 고속으로 갈수록 체적효율이 실험치와 많은 차이를 내는 한 원인이자 생각된다.

Fig. 18은 형상 1, 2에 대한 각각의 배압을 기관의 회전속도에 따라 나타낸 것인데, 전반적으로 배기관의 형상에 따른 배압이 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

Fig. 19는 배압, 즉, 배기저항의 효과를 관찰하기 위해서 배기관에 장착된 소음기를 각각 1개, 2개씩 형상 1의 배기관에 부착하여 기관의 회전속도에 따른 토크를 실험하여 나타낸 것이다. 실험결과 전회전수에 걸쳐서 뚜렷한 토크의 차이는 볼 수 없으나 2000, 2500 rpm에서는 약간의 차이를 보였다. 특히 2000 rpm에서 1개의 소음기를 장착한 경우가 오히려 더 적은 토크를 나타내는데 이는 배기압력파가 소기과정에 역효과를 내기 때문으로 생각된다. 이로부터 배기계에서는 배기분출에 의해 발생하는 진동에너지가 흡기계에 비하여 훨씬 크기 때문에 맥동효과의 이용이 특히 유효하지만 이에 따른 역효과도 크다는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

4행정 4사이클 가솔린기관의 배기관 형상이 변화되는데 따른 잔류가스량의 저감과 출력과의 관계를 시뮬레이션을 통하여 구하고 실험을 수행하여 확인

한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 4사이클 가솔린기관에서 12가지 화학조성을 고려한 2영역 연소모델과 온도와 가스조성비에 따른 비열의 변화를 고려한 특성곡선법을 연속적으로 적용하여 배기관의 형상변화에 따른 기관성능을 예측할 수 있었다.

(2) 배기계의 설계에 있어서 가장 주된 관점은 배기간섭을 제한하여 잔류가스량을 줄이는 것이며, 이를 위하여 배기관의 이음부를 이원화하여 배기계를 구성하면 간섭효과를 억제할 수 있어 넓은 운전 영역에서 향상된 체적효율을 얻을 수 있었다.

(3) 배기관의 이음부의 적절한 위치변화는 밸브 겹침기간에 넓은영역에 걸쳐 반사부압을 도달시킬 수 있으며 이때 잔류가스량은 억제되어 체적효율도 증대된다.

(4) 배기간섭 효과는 약 2000 rpm 이하의 저속에서 뚜렷이 나타나며, 이는 배기관의 이음부를 변화시킴으로써 억제시킬 수 있었다.

참고문헌

- (1) Poloni, M. and Winterbone, D. E., 1987, "Comparison of Unsteady Flow Calculations in a Pipe by The Method of Characteristics & Lax-Wendroff Method," *Inst. J. Mech. Sci.*
- (2) Benson, R. S., et al., 1975, "A Simulation Model Including Intake & Exhaust Systems for a Single Cylinder 4 Stroke Cycle Spark Ignition Engine," *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 17.
- (3) Annand, W. J. D., 1963, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines," *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol. 177.
- (4) Bingham, J.F. and Blair, G. P., 1985, "An Improved Branched Pipe Model for Multi-Cylinder Automotive Engine Calculations," *Proc. Instn. Mech. Engrs.*
- (5) Bingham, J. F., 1987, "Intake System Design Using a Validated Internal Combustion Engine Computer Model," *Int. J. Sci.*
- (6) Annand, W. J. D., 1970~71, "Instantaneous Heat Transfer Rates to the Cylinder Head Surface of a Small Compression Ignition Engine," *Instn. Mech. Engrs.*, Vol. 185.
- (7) Horlock, J. H. and Winterbone, D. E., 1986, *The Thermodynamics & Gas Dynamics of Internal Combustion Engines*, Vol. II, Carleton Press, Oxford.
- (8) Annand, W. J. D., 1970, "Geometry of Spherical Flame Propagation in a Disc-Shaped Combustion Chamber," *J. Mech. Engrng. Sci.*, Vol. 12.
- (9) Kuehl, D. K., 1962, "Laminar-Burning Velocities of Propane-Air Mixtures," *8th Intl' Symposium on Combustion*, pp. 510~521.
- (10) Phillips, R. A. and Oraman, P. L., 1966, "Simulation of Combustion in Gasoline Engine using a Digital Computer," *Advanced in Automobile Enginee Ring*, Pergamon Press, Oxford, Vol. 4
- (11) Hiroyasu, H. and Kadota, T., 1975, "Computer Simulation for Combustion and Exhaust Emissions on Spark-Ignition Engine," *Fifteenth International Symposium on Combustion*, pp. 1213~1223.
- (12) Lucas, S. G. and James, E. H., 1973, "A Computer Simulation of Spark Ignit Ion Engine," *SAE paper 730053*.
- (13) Vickland, C. W., Strange, F. M., Bell, R. A. and Starkman, E. S., 1962, "A Consideration of the High Temperature Thermodynamics of Internal Combustion Engines," *SAE Trans.*, Vol. 70, pp. 785~795.
- (14) Heywood, J. B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw Hill.
- (15) Lavoie, G. A., Heywood, J. B. and Keck, J. C., 1970, "Experimental & Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engine," *Combustion Science & Technology*, Vol. 1, pp. 313~326.
- (16) Newhall, H. K., 1968, "Kinetics Engine-Generated Nitrogen Oxides & Carbon Monoxide," *12th International Symposium on Combustion*, pp. 603~63.
- (17) 조진호, 1992, "내燃機關工學," 學研社, pp. 106~113.
- (18) Haaland, S. E., 1985, "Simple & Explicit Formulas for Friction Factor in Turbulent Pipe Flow," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 105.
- (19) Newhall, H. K. and Starkman, E. S., 1964, "Thermodynamics Properties of Octane and Air

- for Engine Performance Calculations," *Digital Calculations of Engine Cycles Progress in Technology SAE paper*, Vol. TP-7, pp. 38~48.
- (20) Benson, R. S. and Baruah, P. C., 1974, "Steady & Nonsteady Flow in a Simple Carburettor," *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol. 188, pp. 537~548.
- (21) Hiroyasu, H. and Kadota, T., 1975, "Computer Simulation for Combustion and Exhaust Emissions on Spark-Ignition Engine," *Fifteenth International Symposium on Combustion*, pp. 1213~1223.
- (22) Low, S. C. and Baruah, P. C., 1981, "A Generalized Computer Aided Design Package for I. C. Engine Manifold System," *SAE paper* 810493.
- (23) Masaaki Takizawa, et al., 1982, "A Study of Gas Exchange Process Simulation of an Automotive Multi-Cylinder Internal Combustion Engine," *SAE paper* 820410.
- (24) Daneshyar, H. and Pearson, R. D., 1971, "Unsteady Flow Through A Four-Way Branch in the Exhaust System of A Multi-Cylinder Engine," *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol. 13, No. 4.
- (25) Benson, R. S. and Galloway, K., 1968, "An Experimental & Analytical Investigation of the Gas Exchange Process in a Multi-Cylinder Pressure-Charged 2-Stroke Engine," *Proc. Instn. Engrs.*, Vol. 183.
- (26) Ramos, J. I., 1989, *Internal Combustion Engine Modeling*, Hemisphere Publishing Corporation.
- (27) Blair, A. J., 1987, *Gas Flow Modeling of Valves & Manifolds in Car Engines*, IMechE, C11/87, pp. 131~144.
- (28) Mathar, H. B. and Reddi, K. B., 1983, "A thermodynamic Simulation Model for a Methanol Fueled Spark Ignition E/G," *SAE paper* 830333.
- (29) Linesch, J. H., 1980, *A User's Guide to the New General Motors Research Laboratories Single-Cylinder Engine Simulation Program*, GMreport.
- (30) Lancaster, D. R., Krieger, R. B. and Sorenson, S. C. 1976, "Effects of Turbulence on a Spark Ignition Engine Combustion," *SAE paper* 760160.
- (31) Danieli, G. A., Keck, J. C., and Heywood, J. B., 1978, "Experimental and Theoretical Analysis of Wankal Engine Performance," *SAE paper* 780416.
- (32) Poulous, S. G. and Heywood, J. H., 1983, "The Effect of Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine Combustion," *SAE paper* 830334.