

〈論 文〉

4기통 디젤기관의 체적효율 예측에 관한 수치해석 및 실험적 연구

이재순* · 윤건식** · 심현수*** · 박상기****

(1991년 12월 16일 접수)

A Theoretical and Experimental Study on the Prediction of Volumetric Efficiency for a 4-Cylinder Diesel Engine

J.S. Lee, K.S. Yoon, H.S. Sim and S.K. Park

Key Words : Diesel Engine(디젤기관), Volumetric Efficiency(체적효율), Simulation(시뮬레이션), Method of Characteristics(특성곡선법), Wiebe's Function(Wiebe의 연소함수)

Abstract

In this study, a computer program has been developed which predicts the variation of the volumetric efficiency with the change of design of the intake system effectively by the analysis of the flow in each part of a multi-cylinder compression ignition engine. For the calculation of the flow in the intake and exhaust systems, the method of characteristics has been used, and the double Wiebe's function has been adopted for the calculation of the heat release rate in the cylinders. The accuracy of presented method has been proved through the comparison between the simulation and the experimental results over the various engine speeds and intake pipe lengths.

기 호 설 명

a	: 음속	D	: 지름
a_A	: 기준압력까지 등엔트로피 변화를 겪은 후의 음속	f	: 마찰계수
a_q	: 대류 열전달에 대한 Annand 상수	F	: 면적
A	: 무차원 음속 (a/a_{ref})	k	: 비열비
A_A	: 무차원 a_A (a_A/a_{ref})	k_q	: 열전도도
b	: 대류 열전달에 대한 Annand 상수	l	: 밸브양정
c	: 복사 열전달에 대한 Annand 상수	L_{ref}	: 기준길이
Cd	: 밸브유량계수	m	: 질량
d	: 밸브지름	N	: 기관 회전속도
		p	: 압력
		q	: 유체의 단위 질량당 전열율
		Q	: 단위 면적당 전열량
		Re	: Reynolds수
		t	: 시간
		T	: 온도

*정회원, 전국대학교 기계공학과

**정회원, 창원대학교 기계공학과

***전국대학교 대학원

****기자동차

u	: 속도
U	: 무차원 속도(u/a_{ret})
V	: 체적
x	: 거리
X	: 무차원 거리(x/L_{ret})
Z	: 무차원 시간($a_{ret} t/L_{ret}$)
a	: 크랭크 각
λ	: Pseudo-Riemann 변수($A + [(k-1)/2]U$)
β	: Pseudo-Riemann 변수($A - [(k-1)/2]U$)
ρ	: 밀도

하첨자

c	: 실린더
d	: 확산 연소
e	: 배기
f	: 연료
i	: 흡기
p	: 관 또는 예혼합 연소
ref	: 기준 상태
w	: 벽

1. 서 론

기관 출력 증대를 위한 한 방법으로서 흡기관의 형상과 치수의 조정에 의해 관내 공기의 동적효과를 이용하여 기관의 체적효율을 향상시키는 방법이 알려진 이래, 흡기관에서의 유체의 유동현상에 관한 이론 및 실험적 연구가 많이 진행되어 왔다. 이와 같은 연구는 엔진 본체에 대한 수정없이 흡기관 길이의 적절한 선정에 의하여 기관의 체적효율을 5~10% 정도 향상시킬 수 있다는 점에서 주목받고 있으며 이의 응용에 관한 노력이 꾸준히 경주되어 왔다. 설계변경을 위한 작업은 전통적으로 기존의 설계사양에서 출발하여, 최적의 설계사양이 확정될 때까지 설계치의 일부를 계속적으로 변화시켜 가며 그 영향을 실험적으로 검토하는, 즉 시행착오에 의한 실험적인 방법이 주종을 이루어 왔다. 그러나 적절한 시뮬레이션 모델에 의한 수치계산을 통하여, 최적의 성능을 나타내는 설계치의 범위를 미리 예측할 수 있다면 요구되는 실험의 범위와 양을 크게 줄일 수 있을 것이다.

본 연구는 4기통 4사이클 압축점화기관을 대상으로 하여 흡기관의 길이 등 흡기계의 설계사양의 변화가 체적효율 등 기관 성능에 미치는 영향을 정

량적으로 예측하기 위한 수치해석에 관한 이론 및 실험적 연구이다. 흡기계통에서의 유동은 흡기관내에서의 상태변화 뿐만이 아니라 그와 연결된 실린더내의 상태량에 의하여도 영향을 받으며 나아가서는 배기계통내에서의 유동과도 관련되고 있으므로 효과적인 체적효율의 예측을 위하여는 흡기관내의 유동 뿐만이 아니라 배기계통을 포함하는 기관 전체계통에서의 유동해석을 포함하여야 한다. 따라서 본 연구에서는 4기통 디젤기관을 구성하는 흡·배기 전 계통에서의 유동을 해석함으로써 궁극적으로 흡기계통의 설계변화에 따른 체적효율의 변화를 비교적 실제에 가깝게 예측할 수 있는 전산 프로그램을 작성하고 실험을 통하여 이 프로그램의 타당성을 검증하고자 한다. 이 프로그램을 통하여 체적효율의 증진을 위한 최적 흡기관의 설계사양을 도출할 수 있는 도구를 제공하는 데 이 연구의 목적이 있다.

본 연구에서는 흡·배기관내에서의 상태변화를 계산하기 위하여 벽면과의 마찰과 열전달, 단면적 및 엔트로피 변화를 고려하는 일반화된 특성곡선법^(1~4)을 채택하여 관내 각 위치에서의 크랭크각에 따른 상태량의 변화를 계산하였으며, 실린더내의 연소과정은 예혼합연소와 확산연소 각각을 나타내는 Wiebe의 연소함수를 조합한 Double Wiebe's Function^(5,6)을 이용하여 열발생률을 계산하였다.

이와 같이 개발된 프로그램의 타당성을 검토하기 위하여, 여러 가지 기관회전속도에서 흡기관의 길이를 몇가지로 바꾸어 가며 시뮬레이션을 시행하고 실린더와 흡기관내에서의 크랭크각에 따른 압력 변화와 체적효율 등을 실험을 통하여 측정하여 이를 시뮬레이션의 결과와 비교, 검토하였다. 이 결과 본 연구에서 개발된 프로그램은 압축점화기관의 흡·배기계통 각 부분에서의 유동현상을 잘 표현하고 있으며, 흡기관의 치수 변화에 따른 체적효율의 변화를 적절히 반영하고 있는 것으로 나타났다.

2. 시뮬레이션 모델

체적효율의 효과적인 예측을 위해서는 흡기계통 뿐만이 아니라, 기관을 구성하는 전 요소, 즉 각 관내에서의 열전달과 마찰, 단면적의 변화효과 및 각 매니폴드 연결부에서의 혼합효과와 밸브, 소음기 및 대기와 접한 관의 끝부분 등 흡·배기의 전 계통과 실린더내에서의 연소에 의한 상태량의 변화

현상 등에 관한 해석이 모두 포함되어야 한다. 이들 요소에서의 유동을 해석하기 위하여 본 연구에서 채용한 시뮬레이션 모델을 다음에 간략히 소개한다.

2.1 실린더내 과정의 시뮬레이션

실린더내에서의 가스의 상태변화의 계산은 압축, 연소과정과 팽창과정 및 흡·배기과정의 전 행정에 대하여 전 실린더내 가스가 균일하게 혼합된 상태로 존재하는 것으로 생각하는 단일영역모델⁽²⁾을 사용하였으며 연소과정중의 가스는 완전연소를 하는 것으로 가정하였다.

크랭크각에 따른 실린더내 압력변화는 열역학 제 1법칙으로부터 다음과 같이 유도된다.

$$\frac{dp_c}{da} = \frac{k_c - 1}{V_c} \left[-\frac{k_c}{k_c - 1} p_c \frac{dV_c}{da} + \frac{a_i \sigma^2}{k_i - 1} \frac{dm_i}{da} - \frac{a_o \sigma^2}{k_o - 1} \frac{dm_o}{da} + \frac{dQ}{da} \right] \quad (1)$$

위 식에서 dQ/da 항은 연소에 의한 열발생율과 실린더 벽면으로의 열전달의 합으로서 다음 식으로 표시된다.

$$\frac{dQ}{da} = \frac{dQ_H}{da} + \frac{dQ_C}{da} \quad (2)$$

단일영역모델에 의한 계산의 정확도는 열발생율 dQ_H/da 의 계산을 위해 사용된 열발생 모델의 정확도에 좌우된다. 본 연구에서는 열발생율의 계산을 위하여 Wiebe의 연소함수^(5,6)를 채택하였다.

디젤기관의 연소는 연소 초기의 급격한 예혼합연소부분과, 연소 후기부분의 완만한 확산연소의 2단계로 진행되는 바, 본 연구에서는 이 2단계에서의 연소 특성을 모두 고려하기 위하여 Miyamoto 등⁽⁵⁾이 제안한 바와 같이 착화와 함께 예혼합연소와 확산연소의 두가지가 동시에 개시되는 것으로 가정하고 각각을 나타내는 두개의 Wiebe 함수를 조합한 Double Wiebe's Function을 이용하여 열발생율을 계산하였다. 즉

$$\begin{aligned} \frac{dQ_H}{da} = & 6.9 \frac{Q_p}{a_p} (M_p + 1) \left(\frac{a}{a_p} \right)^{M_p} \text{EXP} \left(-6.9 \left(\frac{a}{a_p} \right)^{M_p + 1} \right) \\ & + 6.9 \frac{Q_d}{a_d} (M_d + 1) \left(\frac{a}{a_d} \right)^{M_d} \text{EXP} \left(-6.9 \left(\frac{a}{a_d} \right)^{M_d + 1} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 첨자 p 와 d 는 각각 예혼합연소와 확산연소를 표시한다. 위 식에서 변수는 Q_p , Q_d , M_p ,

M_d , a_d 의 6개이며 이들 값의 적절한 선정이 계산의 정확도를 좌우한다. 본 연구에서는 이 값들에 대하여 Miyamoto 등이 제시한 값들을 사용하거나 또는 실험에서 얻은 지압선도를 검토하여 결정하였다. 즉 Miyamoto 등은 간접분사식 디젤기관에 대하여 $M_p=3.0$, $M_d=0.9$, $a_p=7.0$ 및 $Q_p/Q_d=0.1$ 의 값을 제시하였으며, a_d 에 대하여는 60과 70의 값을 제시하였는 바 본 연구에서는 실험과 계산에서 얻은 지압선도의 검토를 통하여 $a_d=60$ 의 값을 채택하였다.

실린더 벽면과 가스와의 열전달 dQ_C/da 는 다음과 같은 Annand의 열전달 방정식⁽⁷⁾을 이용하여 벽면으로의 대류 및 복사 열전달을 계산하였다.

$$\frac{dQ_C}{da} = \frac{F}{6N} \frac{a_q Re^b}{D_c} k_q (T_w - T) + c(T_w^4 - T^4) \quad (4)$$

여기서 대류 열전달계수 a_q 와 b 는 각각 0.4와 0.7을 사용하였으며, 복사 열전달계수 c 는 $3.28 \times 10^{-8} \text{ J/s m}^2 \text{ K}^4$ 의 값을 적용하였으며, 실린더 벽면 온도는 410 K의 값을 사용하였다.⁽⁸⁾

실린더내의 질량의 변화율은 연속방정식으로 부터 다음과 같이 구해진다.

$$\frac{dm_c}{da} = \frac{dm_i}{da} - \frac{dm_e}{da} + \frac{dm_f}{da} \quad (5)$$

위의 식들에서 흡·배기과정 중에는 $dQ_H/da=0$, $dm_f/da=0$ 이 되며 질량유동량 dm_i/da , dm_e/da 는 관내의 유동해석에 의하여 구해지게 된다. 흡·배기밸브가 닫혀 있는 동력사이클(power cycle) 중에는 $dm_i/da=0$, $dm_e/da=0$ 가 된다. 식(1)과 식(5)로부터 압력과 질량의 변화율이 구해지면 Runge-Kutta 1/3 Rule에 의하여 다음 시간 단계에서의 압력과 질량을 구할 수 있으며, 이어서 상태방정식을 이용하여 실린더내 가스의 온도를 계산할 수 있다.

2.2 흡·배기 계통에서의 유동해석

본 연구에서 대상으로 삼은 기관은 4기통 4사이클 디젤기관으로서 Fig. 1은 그 구성도를 표시한다. 그림에 나타난 바와 같이 흡·배기 계통에서의 유동의 해석은 관 자체에서의 유동현상의 해석과 함께 매니폴드 연결부, 흡·배기밸브와 소음기 및 대기와 접한 관의 끝부분 등 각종 경계에서의 유동해석을 포함한다. 다음에 각 요소에서의 해석방법을 간략히 소개한다.

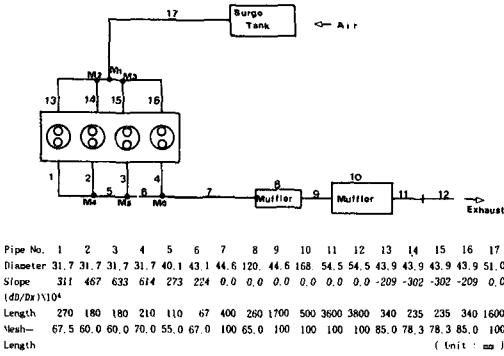


Fig. 1 Schematic arrangement of test engine

(1) 관유동의 해석

흡·배기관내에서의 가스의 유동은 관 벽면과의 마찰과 단면적의 변화, 열전달 및 엔트로피 변화를 겪는 비정상 1차원 유동으로 간주하였으며, 이에 대한 기본방정식은 다음과 같다.

· 연속방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \quad (6)$$

· 운동량방정식

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} = 0 \quad (7)$$

· 에너지방정식

$$\rho F dx = \frac{\partial}{\partial t} \left[(\rho F dx) \left(C_v T + \frac{u^2}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho u F \left(C_v T + \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} \right) \right] dx \quad (8)$$

식(6)~(8)는 준선형 쌍곡선형 편미분방정식(quasilinear hyperbolic partial differential equation)의 형태이며 이 방정식들의 해를 구하기 위하여 특성곡선법^(1~4)을 이용한다. 즉 다음과 같이 Pseudo-Riemann 변수를 정의하고 무차원화하면 식(11)~(14)의 형태로 표시할 수 있다.

$$\lambda = A + \frac{k-1}{2} U \quad (9)$$

$$\beta = A - \frac{k-1}{2} U \quad (10)$$

위의 정의를 따르는 압력과 특성곡선을 각각 λ 및 β 특성곡선이라 부르며 특성곡선의 기울기를 나타내는 방향조건과, 특성곡선에 따른 특성값 λ , β 의 변화를 나타내는 적합방정식은 다음과 같다.

· 압력과 특성곡선(wave characteristics)

방향조건(direction condition)

$$\frac{dX}{dZ} = U \pm A \quad (11)$$

적합방정식(compatibility equation)

$$\begin{aligned} \left(\frac{d\lambda}{d\beta} \right) = & -\frac{k-1}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ + A \frac{dA_a}{A_a} \\ & \mp \frac{k-1}{2} \frac{2fL_{ret}}{D} U^2 \frac{U}{|U|} \left(1 \mp (k-1) \frac{U}{A} \right) dZ \\ & + \frac{(k-1)^2}{2} \frac{qL_{ret}}{a_{ret}^3} \frac{1}{A} dZ \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 복호의 위의 식(9)의 정의에 따르는 λ 특성곡선에 해당하며, 아래의 경우는 식(10)의 정의에 따르는 β 특성곡선에 해당한다.

· 유적선 특성곡선(path line characteristics)

방향조건(direction condition)

$$\frac{dX}{dZ} = U \quad (13)$$

적합방정식(compatibility equation)

$$dA_a = \frac{k-1}{2} \frac{A_a}{A^2} \left(\frac{qL_{ret}}{a_{ret}^3} + \frac{2fL_{ret}}{D} |U^3| \right) dZ \quad (14)$$

여기서 A_a 는 유체입자의 엔트로피의 척도이다. 특성값 λ , β 와 A_a 는 압력, 온도 및 속도 등과 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$p = \left(\frac{\lambda + \beta}{2A_a} \right)^{\frac{2k}{k-1}} p_{ret} \quad (15)$$

$$T = \left(\frac{\lambda + \beta}{2} \right)^2 a_{ret}^2 / kR \quad (16)$$

$$u = \frac{\lambda - \beta}{k-1} a_{ret} \quad (17)$$

따라서 관내에서의 상태량들을 산출하기 위하여는 식(11)~(14)를 적절한 수치해법에 의하여 λ , β 및 A_a 에 대하여 풀어야 한다.

식(12)와 (14)의 특성방정식들을 수치적으로 풀기 위하여 Benson^(1~4)등이 제안한 바에 따라, 압력과 특성값 λ , β 에 대하여는 격자법(mesh method)을 사용하고, A_a 의 계산은 유체입자의 유동을 따라가며 수정형 비격자법(modified non-mesh method)을 이용하여 임의의 시간에 대하여 관내 각 위치에서의 λ , β 및 A_a 의 값들을 계산한다.

(2) 경계조건

4기통 4사이클 압축점화기관의 각 경계조건의 해

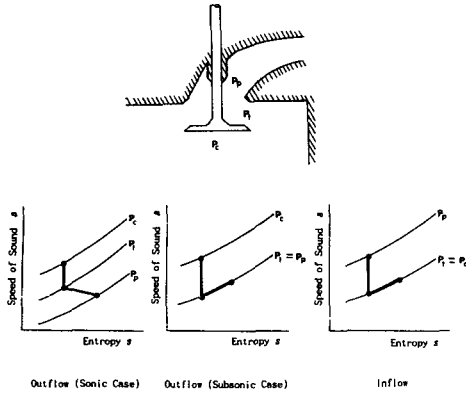


Fig. 2 Flow through valves

석을 위하여 이용된 모델은 다음과 같다.

• 밸브를 지나는 유동의 해석 : 흡·배기밸브를 통한 유동의 경우는 정압모델(constant pressure model)^(1,2,9)을 사용하여 계산하였다. 이 모델에서 실린더로부터 관내로 유출하는 경우(즉, 배기밸브를 통한 연소가스의 유출과 흡기밸브에서의 역류의 경우) 중 배기밸브가 열린 직후의 초음속유동에 대하여는 이를 음속유동으로 가정하여 Fig. 2에 나타난 바와 같이 배기관의 실린더쪽 끝 부분과 밸브의 목(throat) 및 실린더간의 압력강하를 고려하여 해석하고, 블로다운 이후의 배기과정과 흡기 밸브를 통하여 흡기관으로 역류가 일어나는 경우에 해당하는 아음속 유동에 대하여는 흡·배기밸브의 목의 압력과 관내의 압력이 동일한 것으로 간주한다. 또한 관내에서 실린더로 유입하는 유동의 경우(즉 흡기밸브를 통한 신기의 유입과 배기밸브에서의 역류의 경우)에 있어서는 목의 압력과 실린더 압력은 동일한 것으로 가정한다. 각 경우에 있어서 밸브의 목을 중심으로 유동의 상류부분과 목까지 사이는 등엔트로피 유동을 가정한다.

흡·배기밸브의 유량계수는 밸브의 양정과 밸브 전후의 압력비 뿐만 아니라 밸브형태와 유동방향에 따라서 결정되는 값으로 정확한 유량의 계산을 위하여는 이들 효과가 적절히 고려되어야 한다. 본 연구에서는 Noyes⁽¹⁰⁾가 Poppet 밸브에 대하여 제시한 다음의 식을 이용하여 밸브 유량계수를 결정하였다.

$$Cd = (a(l/d)^2 + b(l/d) + c) \exp(-r(l/d)) + f \quad (18)$$

여기서 l/d 는 밸브지름과 양정의 비이며 상수

a, b, c, r 및 f 는 밸브 전후의 압력비의 함수로서 실험적으로 결정된다. 본 연구에서는 Noyes가 제시한 식과 상수들을 이용하여 유량계수를 밸브의 종류, 유동방향, 밸브양정 및 밸브 전후의 압력비에 따라 계산하였다.

• 매니폴드 연결부의 유동해석 : 4기통 기관의 해석에 있어서는 각 매니폴드 연결부를 통하여 전파되는 인접 실린더들간의 압력과의 간섭현상이 고려되어야 한다. 본 연구에서 대상으로 삼은 기관의 경우 Fig. 1에 나타난 바와 같이 서지탱크에서 흡입된 공기는 도입관을 지나, 서로 대칭을 이루고 있는 흡기 매니폴드의 중앙을 통하여 각 흡기관으로 분배되며 각 실린더에서 배출된 배기가스는 각각의 배기관들과 이들 관을 연결하는 연결부를 지나 소음기쪽으로 유입한다. 대상기관에 존재하는 각 관의 연결부는 두개의 관이 하나로 합쳐지는, 3개의 관사이의 연결부들로서 흡기와 배기측에 그림에 나타난 바와 같이 각 3개씩이 존재한다. 흡기 매니폴드의 경우 배기측과 마찬가지로 실제로는 3개의 연결부를 구성하나, 각 연결부(M_1, M_2, M_3)간의 거리가 극히 짧으므로 본 연구에서는 이를 한개의 연결부로 간주하여 계산하였다. 즉 4개의 흡기관이 한 점에서 만나는 것으로 간주하여 서지탱크에서 유입한 공기는 이 위치에서 4개의 흡기관으로 분배되는 것으로 생각하였으며, 따라서 이 연결부는 5개의 관이 서로 만나는 경계점으로 처리하였다.

여러개의 관이 합쳐지는 연결부에서의 유동을 정확히 해석하기 위하여는 연결부의 각 관 사이의 압력손실을 고려하여 연결부쪽의 각 관 끝사이의 압력의 차이를 고려하여야 한다. 이 압력손실량을 산정하기 위하여는 대상되는 연결부의 가능한 모든 유동방향에 대한 압력손실의 측정에 관한 실험이 선행되어야 하고, 유동형태에 따라 서로 다른 지배방정식을 풀어야하는 난점이 있다. 또한 연결부의 형태가 달라질 경우에는 이에 대하여 다시 별도의 실험이 수행되어야 하는 등 그 적용에 있어 매우 제한적이다. 그러므로 임의의 형태의 흡·배기계통을 갖는 기관의 성능 예측을 목적으로 하는 본 연구에서는 매니폴드 연결부에서의 유동은 준정상 유동으로 간주하고, 여러개의 관이 합쳐지는 경계점에서의 각 관 끝의 압력은 동일한 것으로 간주하는 정압모델⁽¹¹⁾을 사용하여 계산하였다. 이 모델은 임의의 관의 개수까지 확장하여 사용할 수 있는 융통성을 가지고 있으며, 더욱이 실험계수에 의존하

지 않으므로 흡기관 형상의 변화에 따른 체적효율의 변화효과의 파악에 특히 유용하게 사용될 수 있다.

◦ 소음기에서의 유동의 해석 : 소음기 내부에서의 유동은 관벽면을 통한 유동과 가스의 혼합 및 급격한 단면적의 변화 등 복잡한 유동형태를 가지게 되므로 이의 정확한 해석은 매우 곤란하다. 유⁽¹³⁾ 등은 소음기 내부에서의 복잡한 유동을 1차원 유동으로 단순화시키고 소음기를 입구와 출구에 각각 급격확대부(sudden expansion part)와 급격축소부(sudden contraction part)를 갖는 1개의 관으로 간주하여 계산한 결과, 이와 같은 모델링은 소음기 전후의 순간적인 압력변화의 경향을 비교적 잘 나타내고 있는 것으로 보고하였다. 따라서 본 연구에서는 소음기를 시뮬레이션하기 위하여 소음기가 전후의 배기관과 연결된 부분을 각각 급격확대부와 급격축소부로 간주하였으며 소음기 자체는 1개의 관으로 간주하여 계산하였다. 급격확대부에서의 유동은 준정상유동이라 가정하여 연속방정식, 운동량방정식 및 에너지방정식을 이용하여 급격확대부 전후에서의 유동을 계산한다. 급격축소부에서의 유동은 등엔트로피 유동으로 가정하며 따라서 기본 방정식중 운동방정식을 등엔트로피 관계식으로 대체하여 계산한다. 소음기 입구에서의 정상유동의 경우나 또는 소음기 출구에서의 역류의 경우는 급격확대부의 계산방식에 의하여 계산하며, 소음기 출구의 정상유동과 입구에서의 역류의 경우는 급격축소부의 해석 방식에 의하여 계산한다.^{(11),(12),(13)}

◦ 대기와 접한 관의 끝부분(open end) : 관내의 가스가 대기중으로 유출되는 경우에 대해서는 관 끝의 압력이 대기압과 동일한 것으로 계산하였으며, 대기중의 공기가 관내로 유입하는 경우에 대하여는 관내와 대기사이의 가스에 대하여 에너지방정식을 적용하여 계산하였다.⁽¹¹⁾

2.3 계산방법

계산은 1번 실린더의 배기밸브가 열리는 시기부터 시작하며 계산에 들어가기에 앞서 실린더와 관내의 초기상태를 가정한다. 실린더내 가스의 초기상태는 4개의 실린더에 대하여 각 실린더내의 행정에 따라 적당한 온도와 압력을 부여하며 흡·배기관내의 압력은 대기압으로 하고 배기관내의 온도는 1번 실린더내의 가스의 온도를, 흡기관내의 온도는 대기온도를 초기온도로 한다. 이 초기값들의 설정

은 수렴속도에는 영향을 미치나 수렴된 후의 결과는 초기값을 얼마로 설정하였는지에 관계없이 거의 동일한 결과를 나타낸다. 본 연구에서는 모든 운전조건에 대하여 실린더와 관내 상태의 초기값들을 일정하게 고정하였다.

흡·배기관의 경계조건을 계산할 때 요구되는 실린더내 온도와 압력을 제공하기 위하여 2.1절에 기술한 방법에 의하여 먼저 실린더내의 상태량부터 계산하고, 이어서 2.2절의 방법에 따라 임의의 시간단계에서의 관내 각 격자점에서의 제 상태량을 계산한다. 한 격자점의 길이는 각 관의 길이에 따라 5.5~10 cm로 설정하였다(Fig. 1 참조). 시간증분 $\Delta\alpha$ 의 결정은 관내유동에 대하여는 Courant-Friedrich-Lewy의 안정조건⁽⁴⁾에 따라 1500 rpm이하의 저회전속도에서는 크랭크각 0.5도 간격으로, 그 이상의 회전속도에서는 1~2도 간격으로 결정되었으며, 실린더내에 대하여는 크랭크각 0.25도 간격으로 계산하였다. 이와 같은 계산을 한 사이클이 완결될 때까지 계산하고 한 사이클 동안의 질량유입량이 전 사이클과 비교하여 1%이내의 차이가 되면 계산을 종결한다. 한 사이클의 계산에 소요되는 시간은 IBM 386-DX PC를 사용할 경우 고회전속도의 경우는 약 40분 이내이며, 시간증분을 작게 설정하여야 하는 저회전속도의 경우는 약 120분 정도 소요되었다. 본 연구에서는 한 운전조건에 대하여 보통 3~5 사이클 정도의 반복 계산이 요구되었다.

3. 실험

작성된 전산 프로그램의 타당성을 검토하기 위하여 각종 운전조건에 대하여 실린더와 흡기관내에서의 크랭크각에 따른 압력의 변화 및 유입공기량과 연료소모량 등을 측정하였다. Fig. 3은 이를 위하여 구성된 실험장치의 개략도를 나타낸다.

시험기관은 예연소실을 가진 4기통 4사이클 디젤 기관이며 Table 1에 그 제원을 표시하였다. 실린더내에서의 크랭크각에 따른 압력의 변화를 측정하기 위하여 1번 실린더의 예열 플러그를 제거하고 그 위치에 Piezoelectric Pressure Transducer (Kistler 6121A1)를 장착하였으며, 흡기관내에 대하여는 1번 실린더의 흡기밸브로부터 150 mm 떨어진 흡기관내에 Piezoresistive Pressure Transducer (Kistler 4075A10)를 설치하여 저압영역에서

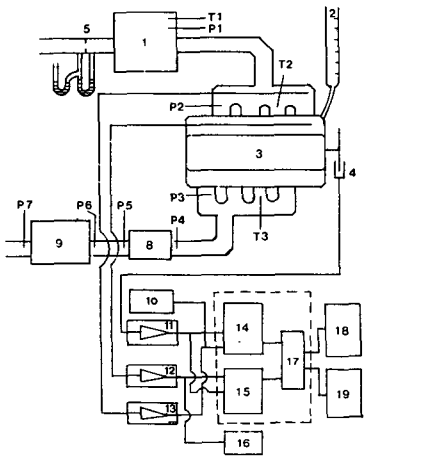
의 절대압력의 변화를 보다 정확히 측정할 수 있도록 하였다. 이들 압력신호는 Charge Amplifier에서 증폭되며, Photo Sensor를 통하여 검출된 크랭크각 신호와 함께 자체 제작한 Engine Analyzing System을 통하여 분석하였다. 실린더와 흡기관내의 순간압력은 각각 크랭크각 2도 간격으로 채취하였으며 연속되는 40개 사이클의 지압선도를 채취하여 이들의 평균값을 사용하였다.

실험은 서지탱크에서 흡기 매니폴드 연결부에 이르는 흡기관의 길이를 각각 100 cm, 130 cm 및 160

cm로 변화시켜 가면서, 각 흡기관 길이에 대하여 기관회전속도를 1000 rpm부터 3000 rpm까지 500 rpm 간격으로 변화시켜 가며 시행하였다.

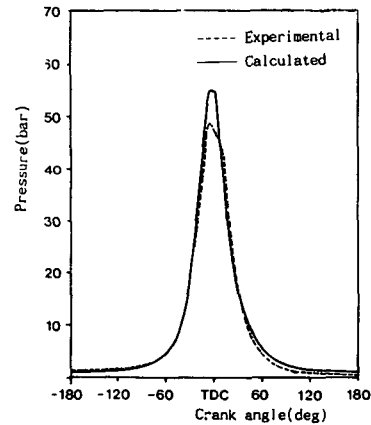
4. 결과 및 고찰

Fig. 4~6은 각 기관 회전속도에서의 실린더내 압력변화를 동력사이클과 흡·배기과정 각각에 대하여 도시한 것이다. 그림에서 보여지는 바와 같이 압축과정 중의 실린더내 압력 변화는 실험에서 나타난 것과 계산결과가 잘 일치하고 있으며, 상사점 부근까지 착화가 이루어지지 않다가 상사점 근처에 이르러 급격한 연소가 이루어지는 현상이 관찰되고 있으나 최고압력의 크기와 최고압력점 이후의 팽창과정 중의 압력변화는 실험값과 계산값 사이에 차이를 보이고 있다. 이는 연소과정의 모델링에 사용

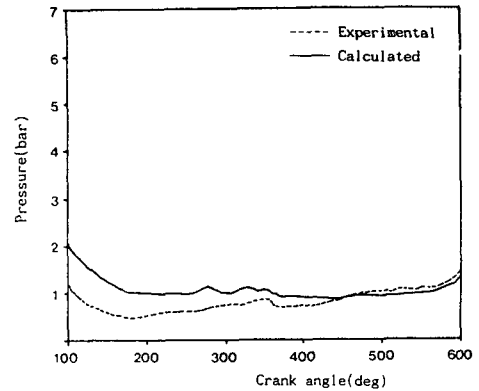


1. Surge Tank 7. Cylinder Pressure Transducer 14, 15. A/D Converter
 2. Fuel Flowmeter 8, 9. Muffler T1~T3. Thermocouple
 3. Test Engine 10, 16. Oscilloscope P1~P7. Pressure Manometer
 4. Photo Sensor 11. Photo Sensor Amplifier 17. Personal Computer
 5. Orifice 12. Intake Pressure Transducer Amplifier 18. Monitor
 6. Intake Pressure Transducer 13. Cylinder P/T Amplifier 19. Printer

Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus



(a) Power cycle

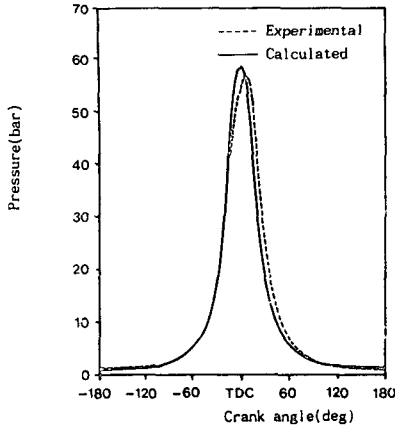


(b) Gas exchange process

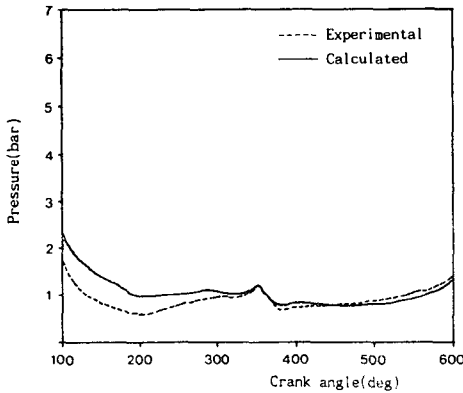
Table 1 Engine specification

Engine Type	4-Stroke Cycle, 4-Cylinder, In-Line, Indirect Injection Diesel Engine	
Displacement Volume	2367 cc	
Bore X Stroke	92.0×89.0 mm	
Compression Ratio	21.7 : 1	
Valve Timing	I V O	14° BTDC
	I V C	44° ABDC
	E V O	48° BBDC
	E V C	10° ATDC

Fig. 4 Pressure variations in the cylinder (1000 rpm $\phi=0.147$, intake pipe length 100 cm)

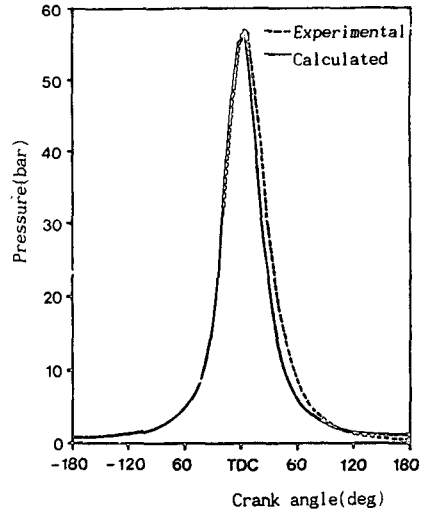


(a) Power cycle

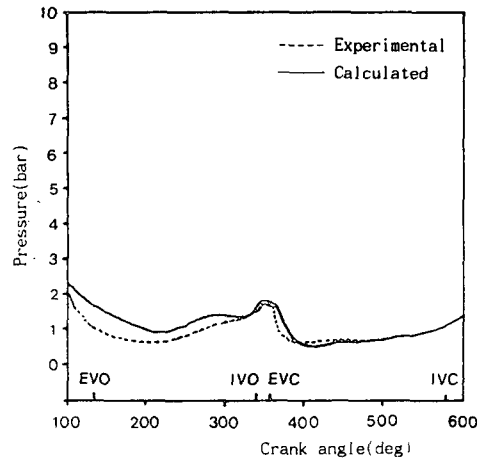


(b) Gas exchange process

Fig. 5 Pressure variations in the cylinder (2000 rpm, $\phi=0.150$, intake pipe length 100 cm)



(a) Power cycle



(b) Gas exchange process

Fig. 6 Pressure variations in the cylinder (3000 rpm, $\phi=0.171$, Intake Pipe Length 100 cm)

된 Wiebe의 연소함수에 포함된 각종 상수의 선정에 관련된 것으로 생각되며, 연소과정 중의 압력변화를 보다 정확히 예측하기 위해서는 이 상수들의 적절한 선정과 함께 열전달을 나타내는 Annand 상수의 정확한 선정이 요구된다. 배기과정 초기의 압력변화의 계산값은 팽창행정 중의 오차로 인하여 실험값과 다소 차이를 보이고 있으나, 과정이 진행함에 따라 이 오차는 작아지며, 압력 변화의 정상적인 경향은 전반적으로 잘 나타나고 있다. 배기행정 말기 상사점에 접근함에 따라, 각 밸브를 통한 유효 유동면적은 작아지므로 실린더 압력변화는 주로 피스톤의 운동에 지배되나 흡기밸브를 통한 유동면적이 증가하고 이와 함께 흡기의 유입량이 증가하면서 실린더 압력이 증가하는 경향이 잘 나타

나고 있다.

Fig. 7~9는 흡기관의 길이를 100, 130 및 160 cm로 변화시키면서 각각의 경우에 대하여 기관 회전속도를 변화시킨 경우의 흡기관내 압력변화를 실험값과 계산값을 비교하여 도시한 것이다. 동일한 흡기관 길이에 대하여는 1500 rpm 이상에서는 기관회전속도가 증가할 수록 압력파의 진폭이 작아지며, 마찰에 의한 손실의 증가로 인하여 Boost 압력도 작아지는 것으로 나타나고 있다. 압력파가 전달되는 시기는 기관 회전속도의 증가와 함께 동일한 크랭크각을 움직이는 데 주어지는 시간이 짧아

짐으로 인하여 약간씩 지연되고 있는 것을 볼 수 있다. 계산값은 실험값의 이러한 변화경향을 잘 나타내고 있으며 정량적으로 잘 일치하고 있다. 다만 2500 rpm 이상의 고 회전속도에서는 압력파중 미세한 부분의 변화는 계산값에 잘 나타나지 않고 있다. 이는 흡기 매니폴드에서의 압력파의 간섭효과를 고려하기 위하여 사용한 정압모델에서 연결부 각 관 끝에서의 압력은 같다고 간주하고 계산을 수행한 관계로 인한 감쇠효과 때문인 것으로 생각된다. 그러나 전반적인 압력파의 변화경향은 실험에서 나타난 경향을 잘 반영하고 있으며 뒤에 보는 바와 같이 체적효율의 계산에 있어서도 실험값보다

다소 높은 결과를 보이고는 있으나 전반적으로 실험에 근접한 결과를 나타내고 있다. 압력파의 진폭은 흡기밸브의 개방으로 인해 발생된 부압파와, 이 부압파가 관의 끝단까지 갔다가 되돌아 오는 반사파의 중첩에 의하여 그 크기가 결정되는 것으로 보이며 실험에서 나타난 바와 같은 기관 회전속도의 변화에 따른 진폭의 변화양상이 계산결과에 잘 반영되고 있다. 흡기관 길이 100 cm와 130 cm의 경우는 반사파에 의한 진폭의 감쇠현상이 1000 rpm에서 두드러지게 나타남으로써 다른 회전속도의 경우보다 진폭이 작게 나타나고 있다. 동일 회전속도에 대하여 흡기관의 길이가 변화할 경우는 1000

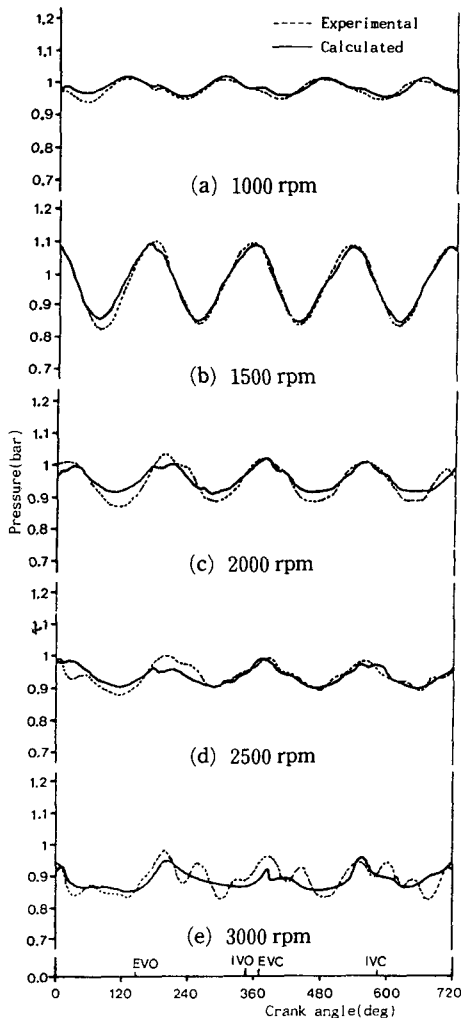


Fig. 7 Pressure variations in the intake pipe(Intake pipe length 100 cm)

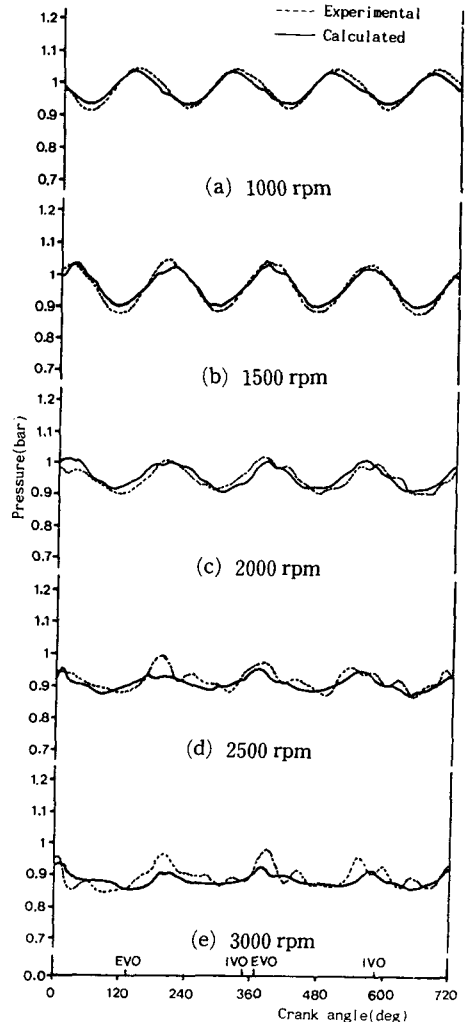


Fig. 8 Pressure Variations in the Intake Pipe (Intake pipe length 130 cm)

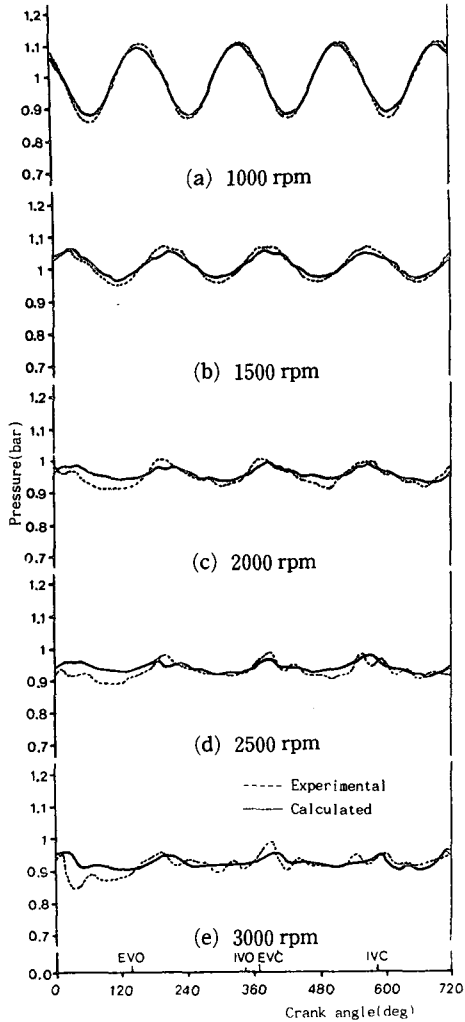


Fig. 9 Pressure variations in the intake pipe(Intake pipe length 160 cm)

rpm을 제외한 대부분의 회전속도에서 길이가 증가할수록 압력파의 진폭은 작아지는 것으로 나타나고 있다.

Fig. 10~12는 각 흡기관 길이에 대하여 체적효율의 변화를 계산한 것을 실험값과 비교하여 나타낸 것으로 흡기관 길이 및 기관 회전속도의 변화에 따른 체적효율의 계산값은 실험값과 최대 4% 이내의 차이로서 실험값에 비교적 잘 접근하고 있음을 보여주고 있다. 그러나 양자간의 정량적인 접근에도 불구하고 대부분의 운전조건에 대하여 계산값이 실험값보다 높게 나타나고 있다. 이 오차의 원인은 실린더내로 유입하는 질량의 계산에 직접적으

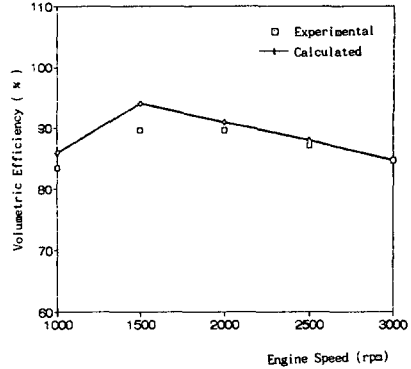


Fig. 10 The variation of the volumetric efficiency with engine speed (intake pipe length 100 cm)

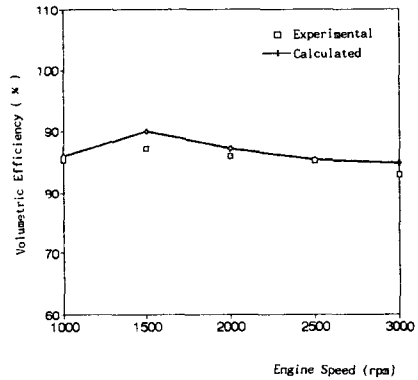


Fig. 11 The variation of the volumetric efficiency with engine speed (intake pipe length 130 cm)

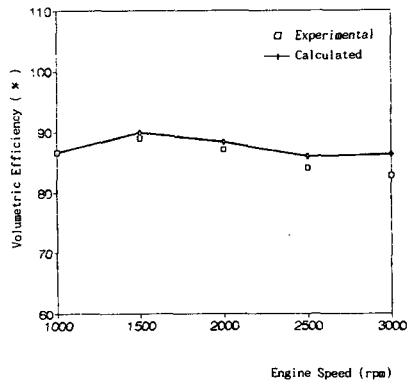


Fig. 12 The variation of the volumetric efficiency with engine speed (intake pipe length 160 cm)

로 영향을 미치는 밸브 유량계수값의 설정과 흡기 매니폴드 연결부의 모델링에 있어서의 단순화를 들 수 있는데, 이들에 관한 적절한 개선을 통하여 보

다 정확한 계산을 기할 수 있을 것으로 생각된다. 이 모델들에 대한 개선 방안으로는 대상기관 고유의 밸브 유량계수의 사용과 함께, 흡기 매니폴드 연결부에 포함되는 각 관사이의 압력의 차이를 고려해 주어야 할 것으로 생각된다. 그러나 본 연구의 목적이 시험기관이 제작되기 이전 단계에서의 성능을 예측 함으로써 최적의 운전조건과 설계사양의 범위를 파악하는 데 있는 것을 고려할 때, 기관 고유의 밸브 유량계수와 매니폴드에서의 압력손실량을 별도의 유동실험을 통하여 미리 결정하여야 하는 제한적이고 실험 의존적인 모델의 사용보다는, 계산의 편이성과 임의의 매니폴드 형상에 대한 적용의 융통성을 고려하여 Noyes의 식에 의한 유량계수의 결정과, 매니폴드 연결부에 대한 정압모델의 사용이 보다 바람직할 것으로 생각된다.

5. 결 론

다기통 압축점화기관의 운전조건과 설계사양에 따른 기관의 상태변화를 효과적으로 예측하는 전산 프로그램을 작성하기 위하여, 실린더내 과정에 대하여는 실린더내 전 가스가 균일한 상태량을 가지며 연소에 따른 열발생은 Double Wiebe's Function에 의하여 결정되는 것으로 간주하는 단일영역 모델을 적용하고, 흡·배기관내에서의 가스 거동은 특성곡선법을 이용하여 기관 각 계통에서의 유동현상을 해석하였다. 이 프로그램을 이용하여 여러 운전조건에서 시뮬레이션을 시행하고 이를 실험결과와 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 본 연구에서 개발된 프로그램은 기관 회전속도의 변화에 따른 실린더내 압력의 정상적인 변화 경향을 적절히 나타내고 있다. 그러나 실험값에 보다 정량적인 접근을 시키기 위하여서는 Wiebe 연소함수와 열전달 모델에 포함되는 각종 상수값에 대한 적절한 개선이 요구된다.

(2) 주어진 흡기관 길이에 대한 크랭크각에 따른 흡기관 압력과 기관 회전속도에 따른 체적효율의 계산결과는 실험에 나타난 경향을 적절히 반영하고 있으며, 정량적으로도 실험값과 잘 일치하고 있는 것으로 나타났다.

(3) 매니폴드 연결부의 해석에 정압모델을 적용함으로써 고 회전속도에 있어서 흡기관내 압력과의 미세한 변화는 계산에 잘 반영되지 않으며, 체적효율의 계산값을 전반적으로 높게 나타내고 있다. 그

러나 그 차이가 현저하지 않음을 고려할 때 이 모델은 시험기관의 제작 전단계에 있어서의 성능 예측에 효과적으로 사용될 수 있을 것으로 생각된다.

후 기

본 연구는 기아자동차의 연구비 지원에 의하여 수행되었으며 이에 깊이 감사드린다.

참고문헌

- (1) Benson, R.S., 1982, "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines," Vol. 1, Clarendon Press, Oxford, pp. 329~442.
- (2) Benson, R.S., Annand, W.J.D. and Baruah, P. C., 1975, "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.
- (3) 윤건식, 유병철, 1985, "단기통 4 사이클 스파이크 점화기관 흡·배기 과정의 시뮬레이션," 자동차공학회지, 제7권, 제1호, pp. 24~34.
- (4) Benson, R.S., Garg, R.D. and Woollatt, D., 1964, "A Numerical Solution of Unsteady Flow Problems," Int. J. Mech. Sci., Vol. 6, pp. 117~144.
- (5) Miyamoto, N., Chikahisa, T., Murayama, T. and Sawyer, R., 1985, "Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions," SAE 850107.
- (6) 李盛魯, 宮本登, 村山正, 盧相舜, 1985, "Wiebe의 연소함수에 의한 디젤기관의 연소와 성능의 해석," 대한기계학회논문집, 제9권, 제3호, pp. 353~359.
- (7) Annand, W.J.D., 1963, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines," Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 177, pp. 973~996.
- (8) Benson, R.S. and Whitehouse, N.D., 1979, "Internal Combustion Engines," Combined Ed., Pergamon Press, Oxford, p. 164.
- (9) Daneshyar, H, 1968, "Numerical Solution of

- Gas Flow Through an Engine Cylinder," Int. J. Mech. Sci., Vol. 10, pp. 711~722.
- (10) Noyes, R.N., 1980, "Analytical Prediction of Discharge Coefficients for Engine Poppet Valves," GM Report-3376.
- (11) Benson, R.S., Woollatt, D. and Woods, W.A., 1963, "Unsteady Flow in Simple Branch Systems," Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 178, pp. 24~49.
- (12) Benson, R.S., Garg, R.D. and Woods, W.A., 1963-64, "Unsteady Flow in Pipes with Gradual or Sudden Area Changes," Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 178, pt. 3I(iii), pp. 1~23.
- (13) 유병철, 이병해, 윤건식, 1990, "4기통 4사이클 터보과급 가솔린 기관의 성능 및 배기조성 예측에 관한 연구(제2보)," 자동차공학회지 제12권, 제5호 pp. 46~59.