

흡·배기계통을 포함한 4행정사이클 디젤기관의 성능시뮬레이션 프로그램의 개발

최 재 성*

Developing a Computer Program for Simulation of 4 Cycle Diesel Engine Including Intake & Exhaust System

J. S. Choi

Abstracts

In this paper, a computer program for simulation of 4 cycle diesel engines including intake and exhaust manifold system is developed. The wave action theory is applied for optimization of the intake and exhaust manifold system. The calculation results of this computer program is finely accurate and agreed well with experimental results.

Accordingly, it is recognized that the developed computer program can be utilized very usefully for the design of intake and manifold system.

And then, influential factors of the engine performance in the design of intake manifold is numerically investigated by the calculation only. As the results it is concluded that the inertia one of the dynamic effects on the intake and exhaust manifold affects mainly the engine performance and the pulsation one is a side effect.

1. 서 론

내연기관의 성능을 이론적으로 해석하려는 연구는 오래전부터의 중요한 연구 테마였으며, 그 결과로 많은 연구성과가 얻어지고 있다. 근년에는 전자계산기의 발달로 방대하고도 상세한 수치계산이 가능하게 됨에 따라 계산 결과에 의하여 정량적으로도 실제 기관의 성능을

어느정도 예측할 수 있게 되었고, 따라서 예측 결과는 기관의 설계나 개량에 이용되고 있다.

디젤기관, 전사이클의 해석에 있어서는 흡·배기의 흐름계를 포함하는 가스교환 과정과 압축, 팽창과정이 있으나 각각 취급하는 현상이 다르고, 또한 엄밀하게 해석하기 위해서는 계산이 복잡하게 되기 때문에, 사용목적에 따라서 해석 방법을 달리하고 있다.

가스흐름계를 포함한 가스교환과정의 해석에

* 正會員, 韓國海洋大學

는 준정상모델, 용적 근사모델 및 파동모델이 있다. 파동모델은 흡, 배기관계내에서 발생하는 파동의 영향을 고려하여 가능한 한 흡, 배기관계를 엄밀하게 해석하는 모델로서, 매니홀드의 영향을 평가하는 많은 인자들을 계산에 고려할 수 있기 때문에 가스흐름계의 개선에 의한 성능향상을 연구하는 데는 필요불가결한 방법이기도 하다.^{1~4)}

압축, 팽창과정의 해석에 있어서는 연소과정의 계산이 매우 중요하며, 연소과정의 취급에는 단층모델과 다층모델이 있다.

본 논문에서는 가스흐름계의 개선에 의한 성능향상을 목적으로 하여 계산정도가 높은 디젤기관의 성능 예측프로그램을 개발하고자 한다. 따라서 압축, 팽창과정에 있어서는 단층모델을 이용하고, 가스흐름계를 포함한 가스교환과정에 있어서는 파동 모델을 이용하였다. 특히 흡, 배기관내의 흐름 해석에는 특성곡선법을 이용하여 매니홀드의 영향을 시뮬레이션 할 수 있도록 하였다.

2. 수치해석

시린더를 포함한, 흡, 배기계를 용기, 관, 좌임(orifice)의 각 요소가 결합된 계로 치환하고 각 결합점에 있어서의 경계조건식을 이용하여 용기와 관내의 상태를 해석하면 시린더 및 흡·배기계 내의 시간적 상태변화를 구할 수 있게 된다.

2.1. 수치해석에 있어서 이용된 주된 가정

- 1) 작동가스는 이상기체이다.
- 2) 압축, 팽창과정에 있어서 시린더내 가스의 가스정수는 공기과잉율의 함수이고, 비열비는 공기 과잉율과 가스온도의 함수이다.
- 3) 흡기관과 배기관내에 있어서 가스의 가스정수 및 비열비는 각각 일정하다.
- 4) 시린더와 용기내의 상태는 일정하고, 유입한 가스는 시린더 또는 용기내의 gas와 순

간적으로 완전히 혼합한다.

5) 관내의 흐름은 1차원 흐름이고, 열전도등에 의한 가스상호간의 열이동은 없다.

6) 좌임, 관단등에 있어서의 경계조건식은 정상류의 관계식을 적용할 수 있다.

2.2. 시린더 및 용기내의 상태변화

그림1과 같이 압력 p , 온도 T , 용적 V 의 시린더 내에 복수의 경계로부터 가스가 출입하고, 이때 시간당 질량유량을 m , 에너지유량을 e , 벽으로부터의 전열량을 q_w 라고 가정하면, 시린더내에 있어서 연속의 식 및 에너지 보존의 식은

$$\frac{d(\rho V)}{dt} = m \tag{1}$$

$$\frac{1}{\kappa - 1} \frac{d(pV)}{dt} = q_w + e - p \frac{dV}{dt} \tag{2}$$

여기서, ρ : 가스밀도, t : 시간, κ : 비열비, 시린더내 gas와 벽면사이의 전열량 q_w 는

$$q_w = \sum_{i=1}^3 \alpha f_i (T_{wi} - T) \tag{3}$$

여기에서 T_{wi} : 벽면온도, $i=1, 2, 3$: 시린더 헤드, 피스톤정면, 라이너, 열전달계수 α 에 관해서는 Annand가 제안한 식을 이용한다.⁵⁾

체적효율 η_v 는 흡기밸브로부터 유입하는 질량유량 m 을 흡기밸브가 열려있는 기간동안 적분하여 그 값을 입구상태로 환산하면 구해진다. 즉,

$$\eta_v = \frac{1}{\rho_{atm}} \frac{1}{6n Vh} \int_{\theta_{IO}}^{\theta_{IC}} m d\theta \tag{4}$$

여기서, n : 기관회전수, Vh : 행적용적, θ : 크랭크각, 첨자 atm : 대기상태, IO, IC : 흡기밸브의 개시 및 폐시.

압축, 팽창과정에 있어서의 시린더내 상태변화를 구할 때의 기초식은 식(1), (2)와 같다. 단 시린더내에 공급되는 연료의 질량유량과 연

료의 발열에 의한 에너지유량은 m 과 e 에 상당한다. 또, 연소과정에 있어서 시린더내 상태변화의 계산은 열발생율을 이용하고, 가스질량의 증가는 열발생율로부터 구한 연료량과 같은 것으로 한다. 열발생율 곡선은 실측한 데이터를 구간을 나누어 직선으로 근사시켜 이용 할 수도 있고, 또는 Wiebe의 연소함수로 표현되는 값을 이용할 수 있도록 프로그래밍 하였다.

압력파의 전파 및 가스흐름에 의한 영향이 비교적 적은 유로의 부분은 용기로 치환하여 모델링한다. 이때의 기초식은 시린더의 경우와 같고 다만, 그림1에서 용적의 변화가 없는 것이 다를 뿐이다.

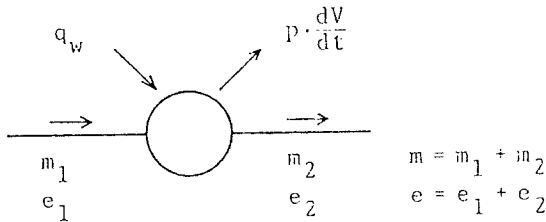


Fig.1 Cylinder

2.3. 관내의 상태변화

관내의 가스흐름이 1차원흐름이라고 가정하여, 그림2와 같이 단면적의 변화가 적은 관축에 따라서 x 축을 취한다. 이때 임의의 단면 A에 있어서의 연속의 식은 밀도를 ρ , 속도를 u , 관의 직경을 d 라 하면

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + 2\rho u \frac{d\{\ln(d)\}}{dx} = 0 \quad (5)$$

마찰손실 ξ , 관의 공간손실 ζ 를 고려한 운동 방정식은

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \left(-\frac{\xi}{d} + \zeta\right) \frac{u |u|}{2} = 0 \quad (6)$$

관벽으로부터의 전열, 마찰손실에 의한 발열

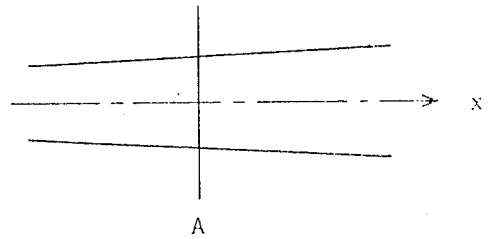


Fig.2 Pipe

등을 고려한 에너지 방정식은 음속을 a , 벽으로부터 받는 전열량을 q_p 라 하면

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) = (x-1)\rho \left\{ q_p + \left(-\frac{\xi}{d} + \zeta \right) \frac{|u|^3}{2} \right\} \quad (7)$$

여기서 굴곡된 곡선에서의 손실계수 ζ 는 정상류의 실험 데이터로부터 추정했다. 마찰손실 ξ 에는 Blasius의 식 $\xi = 0.3164 Re^{-1/4}$ 를 이용했다. 단 ξ 가 0.08보다 클때는 $\xi = 0.08$ 로 한다.

온도 T 의 관내가스의 온도 T_w 의 벽으로부터 받는 전열량 q_p 는

$$q_p = \frac{4\alpha(T_w - T)}{\rho d} \quad (8)$$

열전달율 α 는 정상류의 직관에 대한 난류 열전달율을 근사적으로 적용한다. 식(7)에 식(5)를 대입하여 ρ 의 미분항을 소거하고, 식(6)과의 관계를 이용하면 $x-t$ 평면에 있어서 u, p 의 변화의 방향이 같게되는 곡선, 즉 특성곡선이 식(9)와 같이 구해진다.

$$\frac{dx}{dt} = u \pm a \quad (9)$$

식(9)는 압력파의 궤적임으로 이 곡선상에 있어서의 관내의 상태변화는 식(10)으로부터 구해진다.

$$du = \mp \frac{dp}{a\rho} \mp 2au \frac{d\{\ln(d)\}}{dx} dt \pm \frac{x-1}{a} q_p dt - \left(-\frac{\xi}{d} + \zeta \right) \frac{u |u|}{2} \left\{ 1 \mp (x-1) \frac{u}{a} \right\} dt \quad (10)$$

또 식(7)로부터, 가스입자의 궤적인 식(11)도 특성곡선이다.

$$\frac{dx}{dt} = u \quad (11)$$

이 곡선상에 있어서의 관내의 상태변화는 압력 p로부터 기준압력 p_{os} 까지 단열팽창 시켰을 때의 음속을 a_o 라 하면 식(7)로부터 다음과 같이 구해진다.

$$d\{\ln(a_o)\} = \frac{\kappa-1}{2\kappa} \left\{ q_p + \left(\frac{\xi}{d} + \zeta \right) \frac{|u|^3}{2} \right\} \frac{\rho}{p} dt \quad (12)$$

식(9)는 관내를 좌우로 전파하는 압력파의 궤적을 나타내며, 식(11)은 관내를 이동하는 가스입자의 궤적을 나타내고 있기 때문에 관내의 상태는 이들의 궤적에 따라서 식(10)과 식(12)를 해석함으로써 알 수 있다. 계산수법으로는 정격자법과 특성격자법이 있으나 본 논문에서는 특성격자법을 이용하였다.

실제의 계산에 있어서는 기준상태 p_{os} , ρ_{os} , a_{os} 및 기준길이 l_{os} 를 이용하여 식(1), (2), (9), (10), (11) 및 식(12)를 무차원화 하였다.

2.4. 경계조건

실린더를 포함한 흡, 배기관계를 관, 용기 및 좌임(orifice)으로 치환하여 모델링하고, 각 결합부에 있어서의 상태변화는 경계를 지배하는 경계조건식을 이용한다. 경계조건식으로는 정상류의 식을 근사적으로 적용할 수 있다고 가정한다.

경계는 용기-좌임-용기, 용기-좌임-관, 관-좌임-관 및 분기부(또는 합류부)로 대별하고, 각 경계에 있어서의 경계조건식은 연속의 식, 에너지 방정식 및 단열변화의 식을 이용한다. 또한 관과 결합되어 있는 경우에는 여기에 관단에 있어서의 압력파의 관계식 식(10)이 이용된다.

분기부의 경우는 용적이 0인 용기가 결합되

어 있는 것으로 생각한다.

2.5. 계산방법

계산에 있어서는 실제의 흡, 배기관계를 단면적이 변화하는 관과 압력파의 전파가 무시될 수 있는 용기 및 좌임들의 결합계로 모델링하고, 그 결합계를 데이터로써 입력한다. 그림 3은 계산방법의 플로우 차트를 나타낸다.

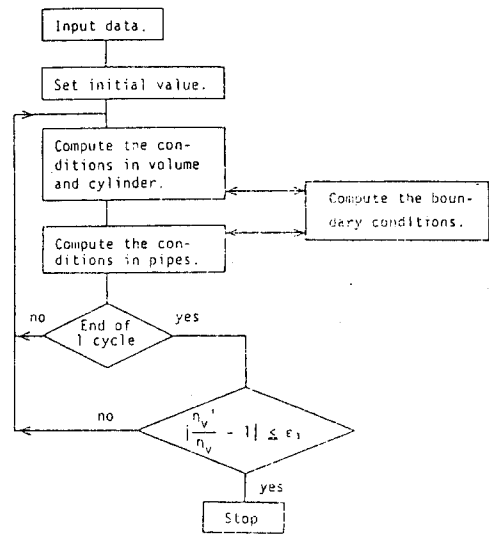


Fig.3 Flow Chart

기관과 흡, 배기관계의 치수, 대기상태, 운전조건, 각부의 벽온, 관에 있어서는 분할점의 벽온, 손실계수 등을 데이터로 입력하고, 초기조건으로써 계내의 압력과 온도 및 배기밸브개시의 실린더내의 압력과 온도를 가정하여 배기밸브개시로부터 계산을 시작한다.

미소시간 Δt (=크랭크 각 $\Delta \theta$)후의 실린더 및 용기내의 상태를 식(1)과 식(2)로부터 구하고, 양단을 제외한 관내의 각 분할점에 있어서의 상태를 식(9)-식(12)로부터 구한 다음, 경계조건을 이용하여 각 결합점에 있어서의 상태를 계산한다.

이 계산순서를 제1사이클동안 되풀이 하면, 흡, 배기관내의 상태변화가 구하여지고 그 결

과로써 제1사이클동안 시린더에 공급된 공기량 즉 체적효율이 계산된다. 제2사이클에 있어서는 제1사이클에서의 계산결과를 그대로 이용하여 같은 방법으로 계산을 되풀이하면 되고, 체적효율값이 수렴했을때 계산을 끝내면, 주어진 조건하에서 흡, 배기관내 및 시린더내에서의 상태변화 및 체적효율이 구해진다.

시린더, 용기 및 관내의 상태를 구하는 계산과 각 결합점에서의 상태를 구하는 경계조건의 계산은 서브프로그램으로써 분리하여 작성함으로써, 입력데이터의 변경만으로 복잡한 관계의 경우에도 계산이 가능하도록 범용화 하였다.

3. 실험방법 및 실험결과와 계산결과와의 비교검토

계산결과의 신뢰성 및 적용범위를 확인하기 위하여 계산결과와 실험결과를 비교하였다. 실험에 이용한 공시기관은 2기통 4행정사이클 디젤기관으로써 기관의 제원은 Table 1에 나타낸다. 흡, 배기관계를 모델링함에 있어서, 흡기측에 있는 시린더헤드 입구로부터 흡기밸브까지의 통로는 실제의 형상을 고려하여 용기로 치환하고, 배기측에 있는 배기밸브로부터 시린더헤드 출구까지의 통로는 관으로 치환하여 모델링 하였다. 또한 흡기관계는 배기소음기를 포함하여 대기개방단까지를 모델링하였으며, 소음기는 용기로 치환하였다. 계산을 위한 흡, 배기관계의 모델도를 그림 4에 보인다.

실험은 부하를 일정히 유지하고 기관회전수 1000RPM으로부터 2400RPM까지 100RPM간격으로 흡입공기량, 연료공급량 및 흡기관측

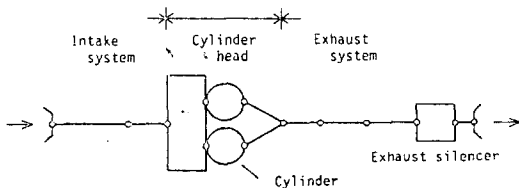


Fig.4 Calculation model for intake & exhaust system

시린더헤드 입구 부근에서의 압력변화를 측정하였다. 흡입공기량은 흡기관 입구에 대형 서지탱크를 설치하고, 서지탱크입구에 설치한 루트가스메타를 이용하여 측정하였다.

계산은 흡, 배기관계에 대하여는 전사이클을 대상으로 하였으나, 계산시간을 단축시키기 위하여 압축, 팽창과정은 생략하였다. 즉, 시린더내의 상태변화에 대하여는 가스교환과정 동안인 배기밸브개시로부터 흡기밸브폐시까지의 기간동안만을 계산하였다. 단, 배기밸브개시에 있어서 시린더내 상태는 가스교환과정이 끝나는 흡기밸브폐시 즉 압축초의 시린더내의 상태와 연료공급량으로부터 추정하였다.

계산에 있어서 연료공급량은 실측한 회전수 범위에서의 평균치(13.5mg/l.cyl)를 취하였으며, 회전수 변화에 관계없이 일정한 것으로 가정하였다. 흡, 배기관계의 벽온, 시린더 벽온 등은 기관회전속도 2400RPM에 있어서의 실측치로부터 추정된 값을 이용하고, 운전조건에 관계없이 일정한 것으로 가정하였다. 흡기측 서지탱크내의 압력은 실측결과의 평균치를, 온도는 대기 온도와 동일한 값을 이용하였다.

그림 5는 체적효율 η_v 의 계산결과와 실험결과와의 비교를 기관회전수에 대하여 나타낸 것이다. 체적효율의 변화는 양자모두 같은 경향으로 정량적으로도 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

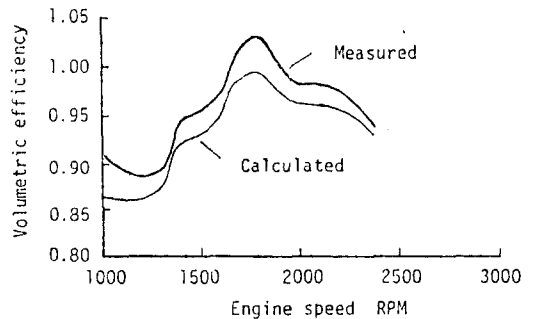


Fig.5 Comparison for calculation and experiment results(volumetric efficiency)

그림 6은 기관회전속도 1600RPM 일때 흡기 밸브 부근에 있어서 압력변화의 비교를 나타낸 것으로, 압력변화에 있어서도 계산결과와 실험 결과는 전체적으로 잘 일치하고 있다.

본 연구에서는 흡, 배기관내에 있어서 가스의 유동상태를 예측하고, 이로부터 시린더에의 흡입공기량 즉, 체적효율을 구하는 것을 목적으로 하고 있다. 따라서 그림 5와 그림 6으로부터 본 연구에서 개발된 시뮬레이션 프로그램은 실제기관에 있어서 흡, 배기관내의 가스의 유동상태를 파악하고 체적효율을 예측하는데 충분히 이용될 수 있다고 생각된다.

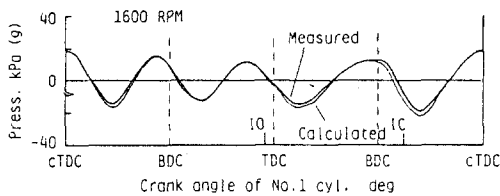


Fig.6 Comparison for calculation and experiment results (pressure wave)

4. 흡기관계의 동적효과에 관한 고찰

흡기내에서의 동적효과가 체적효율에 미치는 영향을 계산결과를 이용하여 검토함으로써 본 시뮬레이션 프로그램에 의한 계산결과와의 이용성을 확인하고자 한다. 가장 간단한단 시린더에 직관만이 연결되어 공기가 직접 대기측으로부터 흡입되는 경우를 가정한다.

그림 7은 이 경우 계산에 이용한 흡기관계의 모델도를 보인다. 계산대상기관은 Table 1에 보인 공시기관의 제원을 그대로 이용하였으며, 흡기관은 흡기밸브에 직접 결합되어 있고, 배

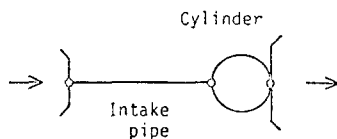


Fig.7 Calculation model for intake pipe system

Table.1 General specification of test engine.

Type	4-stroke, water cooled
No. of cylinder	2
Bore×Stroke	88mm×90mm
Rated output	18PS/2400RPM
Compression ratio	18.06
Firing order	1-2 (Phase 180 deg)
Period of intake valve opening	15 deg bTDC-45 deg aBDC
Period of exhaust valve opening	45 deg bBDC-15 deg aTDC
Intake valve dia.	35mm
Exhaust valve dia.	29mm

기관계는 계산시간을 단축 시키기 위하여 제외했다. 즉 시린더로부터 배출되는 배기가스는 배기밸브로부터 직접 대기측에 방출된다.

그림 8의 실선은 체적효율의 계산결과를 기관회전속도에 대하여 나타낸 것으로, 관길이 l 에 의한 영향을 보여주고있다. 그림으로부터 관길이 l 가 짧을 경우 체적 효율이 최대로 되는 회전속도가 고속측으로 이동하는 것을 알 수 있다. 이는 관의 직경 d 를 일정하게 하고 있기때문에 관길이 l 가 작아질수록 흡기관계의 고유진동수는 높게되기 때문이다.

일반적으로 흡기관계의 고유진동수 ν 와 기관회전속도 n 는 동조차수 M 로 표현되고, 관상효과의 최적 동조조건은 흡기밸브의 유효개구기간(밸브의 개구기간-무효각)을 θ_0 라고 하면,

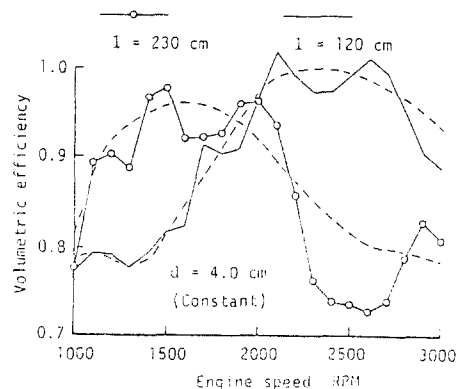


Fig.8 Influences of intake pipe length(l)

$$M_{opt} = \frac{120\nu}{n_{opt}} = \frac{720}{\theta_e} \quad (13)$$

여기에서 첨자 opt는 최적동조조건을 의미한다. 흡기관계의 고유진동수 ν 는 흡기밸브 개구기간의 평균 시린더용적, 흡기관의 길이 및 단면적을 이용하여 음향 이론에 의하여 구한다.⁶⁾

그림 9는 직경이 다른 3종류의 흡기관을 이용하고, 고유진동수가 동일하게 되도록 흡기관 길이를 변경시킨 경우에 있어서 각각의 계산결과를 보여주고 있다. 체적효율이 최대가 되는 회전속도는 고유진동수가 동일하기 때문에 대체로 일치하고 있으나, 체적효율곡선은 다른 형태를 보이고 있다. 이는 그림 10으로 부터도 알 수 있는 바와같이 관의직경 d 가 클수록 관내압력 진동의 진폭이 작게 되기 때문에 같은 동조회전속도라 할지라도 체적효율은 저하하게 되기 때문으로 생각된다. 그림 10은 2400RPM 일때의 흡기밸브 부근에 있어서의 압력변화를 크랭크 각도에 대하여 나타낸 것이다.

그림 11은 그림 8과 9의 계산결과를 관성효과와 동조차수 M 을 이용하여 정리한 것으로 각각의 체적효율곡선에서 변동성분을 제외하고 평균적인 곡선을 생각하면 어느 경우에 있어서도 식(13)의 관계를 이용한 정성적인 평가가

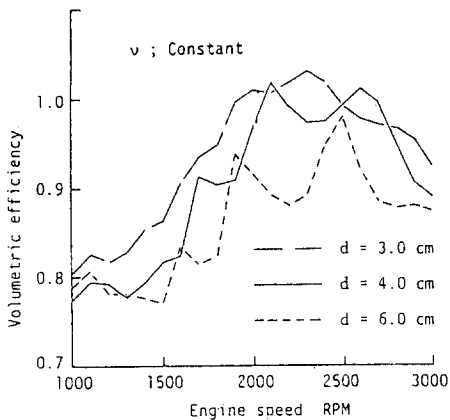


Fig.9 Influences of intake pipe diameter(d) (volumetric efficiency)

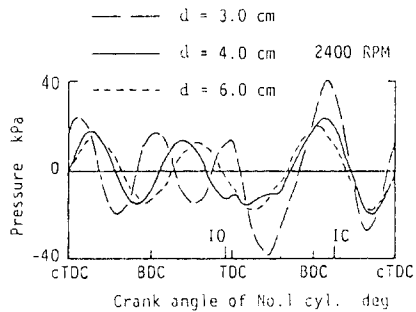


Fig.10 Influences of intake pipe diameter(d) (pressure wave)

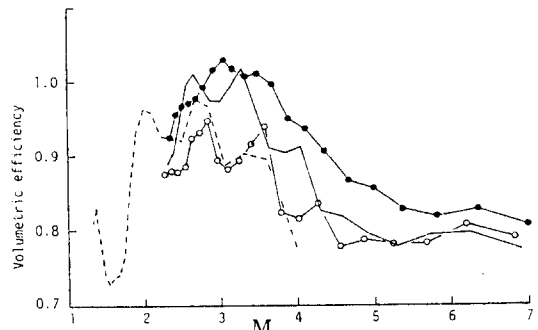


Fig.11 Relation between resonance order and volumetric efficiency

가능한 것을 알 수 있다. 따라서, 음향이론에 의하여 바람직한 흡기관계를 어느정도 예측한다면, 그것들에 대하여만 정량적으로 해석하면, 효율적으로 최적의 흡기관계를 구할 수 있다고 생각된다.

흡기관에 있어서 동적효과는 일반적으로 관성효과와 맥동효과로 나누어 생각할 수 있다. 그림 8에는 관성효과만을 고려한 경우의 계산결과를 점선으로 나타내었다. 계산방법은 흡기관내에 존재하는 전사이클의 압력변동이 다음 사이클에 영향을 미치지 않도록 하기 위하여 매사이클마다 흡기밸브폐시에 흡기관내의 압력을 대기압과 같도록 설정하고, 그때 관내 속도는 0으로 설정하면 된다. 관성효과만을 고려한 경우 체적효율은 비교적 평탄한 형태로 되고, 실선의 경우에 보이는 체적효율의 변동 즉 실선과 점선의 차이는 맥동효과에 의한 것임을

알 수 있다. 이 결과로 부터 흡기관효과에 의한 체적효율의 향상은 관성효과에 의하여 주로 얻어지고, 맥동효과는 보조적으로 영향을 미친다고 할 수 있다.

이 결과는 실제기관의 실험만에 의하여는 파악하기 어려운 내용으로 본 시뮬레이션 프로그램의 유용성을 보여주고 있다고 생각한다.

5. 결 론

흡, 배기관내에 있어서 동적효과의 영향을 파악하기 위하여 파동모델을 이용한 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 또한 계산결과와 실험결과를 비교 검토함으로써 다음과 같은 결과를 얻었다.

1) 본 시뮬레이션 프로그램에 의한 계산결과는 실험결과와 정량적으로도 매우 잘 일치한다. 따라서, 가스흐름계의 개선에 의한 성능향상을 목적으로 한 성능예측에 이용될 수 있다고 생각된다.

2) 복잡한 흡, 배기관계의 형상에 의한 영향을 고려하기 위하여 파동모델을 이용하였으며, 입력 데이터의 변경만으로 계산이 가능하도록 범용화 하였다.

3) 흡, 배기관의 동적효과는 관성효과가 주이고 맥동효과는 보조적이라는 것을 알았다.

4) 최적의 흡기관계를 구하기 위하여는 음향이론에 의하여 정성적으로 어느정도 바람직한 흡기계를 예측한 다음, 그 결과를 이용하여 정량적인 해석을 행하는 것이 바람직하다고 생각된다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 연구비에 의하여 수행되었습니다. 관계제위께 감사드립니다.

참고문헌

1. Jenny, E.
Undimensional Transient Flow with Consideration of Friction, Heat Transfer, and Change of Section.
The Brown Boveri review, 1950, p.447.
2. Benson, R.S., Garg, R.D. and Woollatt, D.
A Numerical Solution of Unsteady Flow Problems.
Int. Mech. Sci. Vol. 6, No.1, 1964, p.117.
3. Shimamoto, Y., Oka, M. and Tanaka, Y.
A Research on Inertia Charging Effect of Intake System in Multi-cylinder Engines.
Bulletin of JSME, Vol. 21, No.153, 1978, P.502
4. Azuma, T., Tokunaga, Y. and Yura, T.
Characteristics of Exhaust Gas Pulsation of Constant Pressure Turbocharged Diesel Engine.
ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 102, 1980, P.827.
5. Annand, W. J. D.
Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines.
Proc. Inst. Mech. Engrs. Vol. 177, No. 36, 1963, P.973.
6. 嶋本 讓
吸・排氣管効果の利用(上)
內燃機關, Vol. 10, No. 108, 1971, P. 93