

〈論 文〉

흡기관 복합공진을 위한 기관의 시뮬레이션 연구

이 응 석

(1994년 4월 13일 접수)

A Study on the Multi-Tuning for Intake Manifold Using Engine Simulation

Eung Suk Lee

Key Words : Multi-Tuning(복합공진), Method of Characteristics(특성곡선법), Engine Simulation(기관 모델링), Charging Efficiency(충전효율)

Abstract

To study the variation of charging efficiency in the engine intake, the method to change the natural frequency of intake system using the intake control valve was studied and it has been used in actual engine to increase the intake air. In this paper, the method of characteristics was used to analyze the non-steady state and compared with the experimental data of the 6-cylinder diesel engine showing the effectiveness of the method theoretically.

기 호 설 명

a : 음속 [m/s]
 k : 비열비
 u : 국부속도 [m/s]
 F : 분기관 면적비
 P, p : 압력 [bar]
 R_o : 밀도 [kg/m^3]
 t : 시간 [sec]
 x : 1차원 거리

하첨자

1 : 분기관 입구
 2, 3 : 분기관 출구
 ref : 기준

1. 서 론

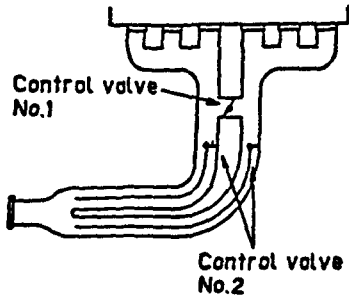
주로 디젤기관에서 보다 큰 충전효율을 얻기 위하여 과급기(turbocharger)와 함께 흡기관 동조

(tuning) 시스템방식이 사용되어 왔다. 흡기관 동조 시스템은 흡기유입시 밸브개폐에 의해 발생하는 유동펄스를 흡기관의 기하학적 조건과 동조시켜, 연소실내의 흡기유입을 증가시키는 방법이며, 이것은 보통 다음과 같이 설명된다. 즉, 기관 및 흡기관을 이상적인 Helmholtz 공진기로 가정하면 공진기의 고유진동수는 식(1)과 같이 되고,

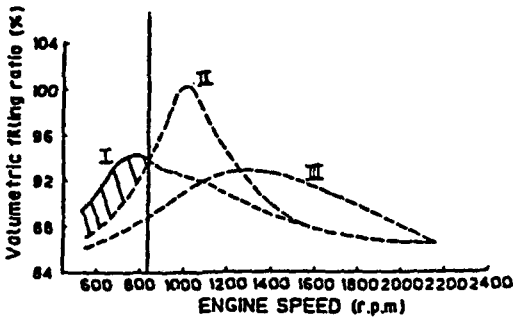
$$f = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{LV}} \quad (1)$$

위의 식에서 흡기펄스에 동조되는 고유진동수 f 는 흡기관의 체적(V), 단면(A) 및 길이(L) 등 기하학적인 요인에 의해 변화된다. 실제 차량의 경우는 흡기관 형상을 운전조건에 따라 변경시키는 것이 어렵기 때문에 보통, 하나의 운전조건에만 동조되도록 흡기관을 설계하여 왔다. 그러나, 최근에는 여러가지 운전조건(속도, 부하)에서 모두 동조될 수 있는 흡기관설계가 시도되어오고 있으며, 본 연구에서는 흡기의 유동을 조절하는 밸브를 사용하여 흡기관 고유진동수를 변화시켜 여러가지 기관 운전조건에서 동조되는 현상을 모델링으로 해석하였다.

*정회원, 산업과학기술연구소



(a) Intake control valve



(b) Variation of charging efficiency

Fig. 1 Intake multi-tuning system of HINO engine and the variation of charging efficiency.

Intake control mode	Valve function
I	: CV1 close, CV2 close
II	: CV1 close, CV2 open
III	: CV1 open, CV2 open

이 방법은 실제 기관에 Fig. 1과 같은 방법으로 적용하고 있다.⁽¹⁾ Fig. 1에서 조절밸브 1(CV1)은 흡기관 동조체적(damping volume)을, 조절밸브 2(CV2)는 흡기 동조관의 단면적을 각각 변화시켜 흡기관 고유진동수를 흡기파에 동조시키는 방법으로 기관 속도 및 부하에 따라 3가지 모드를 설정하고 CV1 및 CV2를 조절하여 흡기효율의 최대치가 기관 속도에 따라 이동하는 것을 실험으로 보여주고 있다.

본 연구에서는 등엔트로피 가정에 의한 특성곡선법(homentropic method of characteristics)을 이용하여 6기통 기관에서 유동조절 밸브를 사용하는 흡기관 모델링을 구성하고 이것을 기관 사이클 시뮬레이션과 연결하여 흡기관의 압력파가 기관 충전효율에 미치는 현상을 해석하고자 하였으며, 이 결과를 기관의 실험과 비교하였다.

2. 특성곡선법에 의한 흡기관 모델

흡기관의 경우는 배기관과는 달리 유동 압력손실이 크지 않으므로 흡기관 압력파를 해석하는 모델링에서 보통 등엔트로피에 근거한 특성곡선법을 사용하여 계산시간을 단축시킨다. 간단히 그 방법을 요약하면, 먼저 단면변화가 없는 연속방정식, 관마찰을 고려치 않은 운동량식과 음속 및 이상기체 방정식 등을 사용하여, 식(2), (3)과 같이 준선형(quasi-linear) hyperbolic 형태의 편미분방정식을 유도한다.

$$\frac{2}{k-1} \frac{\partial a}{\partial t} + \frac{2}{k-1} u \frac{\partial a}{\partial x} + a \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{2}{k-1} a \frac{\partial a}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (3)$$

위의 식들은 다음과 같은 조건을 가지는 적분 가능한 상미분방정식으로 고쳐진다.

$$\frac{da}{dt} + \frac{k-1}{2} \frac{du}{dt} = 0 : \frac{dx}{dt} = u + a \quad (4)$$

(기울기 선상에서)

$$\frac{da}{dt} - \frac{k-1}{2} \frac{du}{dt} = 0 : \frac{dx}{dt} = u - a \quad (5)$$

(기울기 선상에서)

식(4), (5)를 적분하여 발생하는 두 개의 상수(Riemann vlaues)를 다음과 같이 정의한다.

$$A + \frac{(k-1)}{2} U = \lambda : \frac{dX}{dZ} = U + A \quad (6)$$

(특성상수)

$$A - \frac{(k-1)}{2} U = \beta : \frac{dX}{dZ} = U - A \quad (7)$$

(특성상수)

여기서,

$$A = \frac{a}{a_{ref}}, \quad U = \frac{u}{a_{ref}}, \quad X = \frac{x}{L_{ref}}, \quad Z = \frac{a_{ref} t}{L_{ref}}$$

위의 식에서 a_{ref} 는 등엔트로피에서의 음속이며, L_{ref} 는 기준길이로서 보통 경계조건에서 다음 경계조건까지의 관의 길이로 한다. 결국, 흡기관에서 시간의 경과에 따라 변화하는 유동장의 해석은 식(6), (7)에서의 Riemann 상수를 구하는 것으로 귀착되고, 이것을 시간과 기하학적 조건에 대하여 수치해석으로 구하기 위하여 Fig. 2와 같이 각 격자점에서의 Riemann 상수를 구한다.

각 격자점에서의 Riemann 상수가 구해지면 Riemann 상수의 정의 및 이상기체의 상태방정식으로부터 압력 및 유속은 다음 식으로 된다.

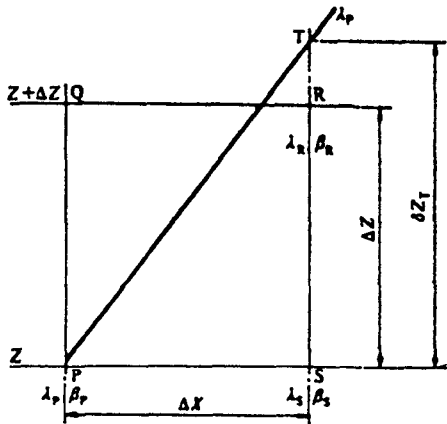
$$P = P_{ref} \left[\frac{\lambda + \beta}{2} \right]^{2k/(k-1)} \quad (8)$$

$$U = a_{ref} \left[\frac{\lambda - \beta}{(k-1)} \right] \quad (9)$$

수치계산의 빠른 수렴조건은 위하여 최소 $1/|A + U|$ 이 계산된 후, 각 분기관에 대한 시간간격 ΔZ 는 다음식으로 결정한다.

$$\Delta Z = C \left[\frac{1}{|A + U|} \right] \min \Delta X \quad (C \leq 1) \quad (10)$$

위의 식에서 상수 C는 큰 기관속도의 경우 수렴시간을 단축시키기 위하여 1보다 적은 값을 사용한다.



$$a = \frac{3-k}{2(k-1)}, \quad b = \frac{k+1}{2(k-1)}$$

$$\lambda_R = \lambda_S + \frac{\Delta Z}{\Delta X} (b\lambda_P - a\beta_P)(\lambda_P - \lambda_S)$$

Fig. 2 The method to determine Riemann values (λ_R) using the previous value for the time step at each grid

3. 기관 및 흡기관 모델링

기관 연소실에서의 물성변화를 모델화시키는 방법으로 일반적으로 이용되는 시간변화에 따라 연소실의 물질전체가 변화하는 방법 (filling-empty method) 이 사용되었으며, 특성곡선법에 의한 가스의 각 시간간격에서의 중간냉각기와 흡기밸브 사이의 흡기관에 적용되었다. 기관 사이클 시뮬레이션의 각 시간간격에서의 체적 (control volume)의 물성상태를 1차 상미분방정식으로 유도하고 이것은 수치해석적으로 풀기 위하여 4차 Runge-Kutta method가 사용되었다. 6기통 기관의 흡기관모델은 Fig. 3과 같이 가정되었으며 실제기관과 비교하기 위하여 3기통의 분기관에서는 3방향의 관 또는 체적 (plenum chamber)을 사용한다.

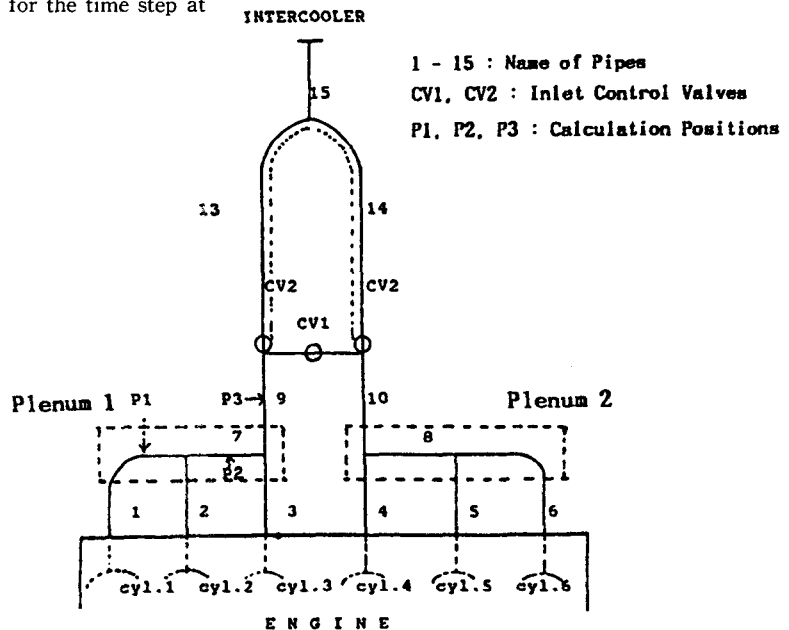


Fig. 3 Intake modeling using flow control valves in 6-cylinders engine

ber)으로 가정되었다.

흡기조절밸브는 단면이 변화되는 노즐로 가정하였으며, 완전열림인 경우 밸브마찰로 고려하여 단면비를 0.85로 하였다. 기관 사이클의 각 시간간격은 4 crank angle로 하였으며, 흡기관 파동 계산에서는 수렴될때까지 계속된다. 유효 흡·배기밸브면적은 흡기펄스의 초기조건으로 주요한 인자가 된다. 본 시뮬레이션에서는, 밸브열림에 따라 3-단계로 구분시켜 각각 다른 단면적 계산식을 사용하는 Heywood의 방법을 이용하였으며,⁽²⁾ 흡·배기밸브의 유량계수는 각각 0.6과 0.7로 하였다.

분지관 또는 plenum chamber의 입·출구에서 Riemann 상수를 구하는 문제는 대부분의 흡기관 마찰이 파이프의 입·출구에서 발생하기 때문에 가스 파동 모델의 정확도를 결정하는 주요한 부분이다. 3-방향의 분지관 모델링의 경우 Riemann 상수의 정의, 등엔트로피관계 및 연속방정식을 사용하며 입구쪽의 Riemann 상수 β_1 은 다음식으로 된다.

$$\beta_1 = \frac{(F1 - C2d \cdot F2 - C3d \cdot F3) \lambda_1 + 2 \cdot F2 \cdot \lambda_2 + 2 \cdot F3 \cdot \lambda_3}{F1 + C2d \cdot F2 + C3d \cdot F3} \quad (11)$$

여기서,

$$C2d = [1 - C2 \cdot Ro2 \cdot U2^2]^{(k-1)/k}$$

$$C3d = [1 - C3 \cdot Ro3 \cdot U3^2]^{(k-1)/k}$$

β_1 이 계산되면 출구쪽의 다른 Riemann 상수 β_2 , β_3 는 다음과 같이 결정한다.

$$\beta_2 = (\lambda_1 + \beta_1) \cdot [1 - C2 \cdot Ro2 \cdot U2^2]^{(k-1)/k} - \lambda_2 \quad (12)$$

$$\beta_3 = (\lambda_1 + \beta_1) \cdot [1 - C3 \cdot Ro3 \cdot U3^2]^{(k-1)/k} - \lambda_3 \quad (13)$$

식(12), (13)에서 계산오차를 줄이기 위하여 $U2$, $U3$, $Ro2$ 및 $Ro3$ 는 전 단계의 값으로 구하고 Riemann 상수가 모두 계산되면, 다시 이것을 초기조건화하여 최종적인 Riemann 상수를 결정한다.

4. 실험장치 및 방법

4.1 실험기관

실험에 사용된 6기통 디젤기관의 주요 제원은 Table 1과 같다.

4.1 실험방법

흡·배기관 및 기관은 공장에서 공급된 원래의 상태로 사용하였다. 실험기관의 속도 및 부하 변화를 위하여 와류식동력계가 사용되었으며, 실험실의 흡기 온도조건은 고려되지 않았다. 흡기조절밸브(CV1, CV2)는 솔레노이드 밸브로 개폐가 조절되며, 기관속도 및 부하에 따라 변화된다. 흡기조절밸브의 조정과 데이터처리를 위하여 IBM PC에 의한 어셈블리 언어가 사용되었다. 흡기관의 압력 측정을 위하여 Fig. 3과 같이 3 위치에 압전식 압력 센서가 장치되었다.

5. 결과 및 고찰

먼저 본 연구에서 개발된 시뮬레이션 모델의 정확도를 비교하기 위하여 Fig. 4는 일정한 흡기 제어모드에서 흡기 파동 계산의 시간 간격(ΔZ) 및

Table 1 Specification of engine and turbocharger

Firing order : 1 4 2 6 3 5	
Bore x Stroke[mm] : 120 x 130	: Displacement[l] : 8.821
Max. Output(PS/rpm) : 310/2100	: Max. Torque(Nm/rpm) : 1177/1300
Mni. BSFC[g/PSh] : 146	: Max. BMEP[bar] : 16.8
Compression Ratio : 15.5	
Valve timing[ATDC] : EVO-129, EVC-375, IVO-343, IVC-580	
Variable Geometry Turbocharger : RHC7V, single turbine entry	

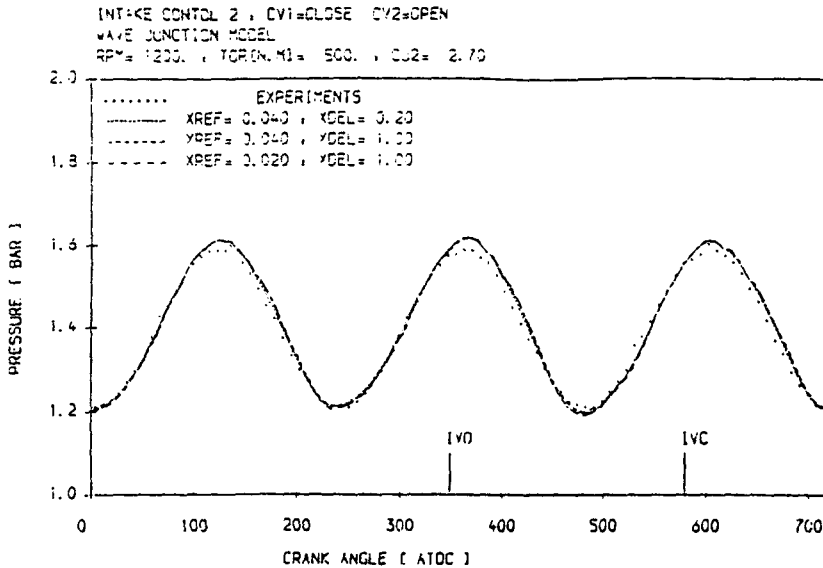


Fig. 4 Compared intake pressure waves with calculation and experiments along the time step and changing X_{ref} (at the position P1 of Fig. 3)

X_{ref} 의 변화에 따라 흡기관 압력파형을 실험결과와 비교한 것이다. 실험에 의해 압력파가 측정된 위치는 Fig. 3의 P1이며 CV2가 닫혀있으므로 1-사이클 중 다른 3개의 실린더에 의한 압력파의 영향은 거의 나타나지 않는다. 3-기통의 분자관은 3-방향의 관으로 가정하였으며, 분기관 압력손실계수(CJ)는 흡기파의 정확한 해석을 위하여 기관속도 및 부하의 변화에 따라 다음과 같은 간단한 계수보정식이 사용되었다.

$$CJ = A + B \cdot VF \quad (14)$$

식(14)에서, VF는 흡기 유량[m²/s]이고, A, B는 상수이다. 본 연구에서 사용된 기관에 대해서는 A = -1점으로, (즉-1.0)0, B=25.0를 사용하여 Figs. 5, 6에서와 같이 여러가지의 기관속도에서 흡기관압력파의 시뮬레이션결과와 잘 일치하고 있다.

Fig. 7에서는 흡기 control mode II에서 여러가지 엔진에 따른 흡기효율의 변화에 대한 시뮬레이션 결과를 6기통 실린더에서 비교한 것이다. 최대 흡기효율은 모두 1200 rpm 근처에서 나타나며 각 실린더에 따라 흡기밸브에 이르는 관길이의 차이 때문에 미세한 흡기효율의 차이를 보인다. Fig. 8에서는 일정 엔진속도에서 흡·배기 밸브를 통과하는 가스유량의 시뮬레이션 결과이며 흡입밸브 열림 기관(IVO)의 끝부분에서 보이는 가스량의 증가는

흡기파의 최대치가 이 기간에 도착되었기 때문이다. 이 현상은 Fig. 9에서 보다 쉽게 이해된다.

Fig. 9는 일정 엔진속도에서 1cycle 중 두 위치의 흡기파(P1 및 흡기밸브 근처)를 실린더 내 압력과 비교한 것이며, IVC의 끝부분에서 반사된 흡

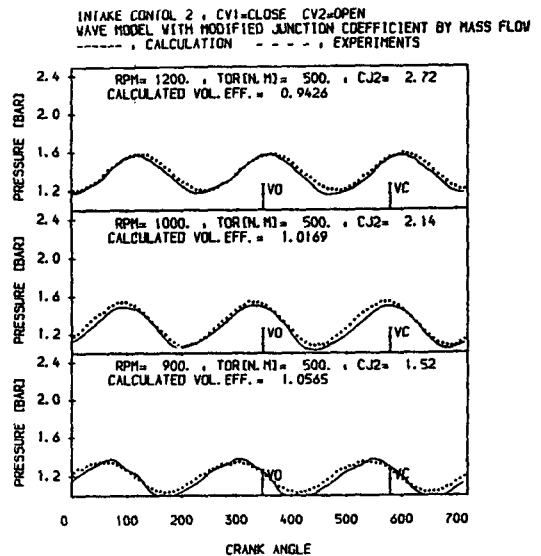


Fig. 5 Compared experimental data with calculation for the intake pressure waves (PI) at the various engine speed

기파의 최고치가 흡기밸브 입구에 도착하여 흡입효율을 증가시킴을 알 수 있다.

Fig. 10은 1cycle중 위치에 따른 압력파형을 비교한 것으로, CV2가 닫혀있어도 흡기밸브 근처이외는 엔진에서 멀어질수록(P2, P3) intercooler 근처 분지관으로부터의 다른 3실린더에 의한 압력과 영향이 주파형 사이에 존재함을 볼 수 있다.

Fig. 11에서는 압력파의 반사시간이 흡기효율에 미치는 영향을 보기위한 것으로 흡기밸브 근처 압

력파를 3가지의 엔진속도와 비교한 것이다. 그림에서 보면, 흡기파의 최고치가 IOC의 끝부분에 있을 경우 흡기효율의 최대가 되며 이것은 Fig. 12의 흡기밸브를 통과하는 유량비교에서도 잘 볼수 있다. 즉, 이 기간중 흡기파가 연소실 내 압력과 큰 차이가 되어 흡입유량이 증가되는 것이 보여지며 흡기파의 최고치가 IOC시작점과 거의 일치할 경우(800 rpm) 이때 흡기는 오히려 역 흐름이 됨을 보여준다.

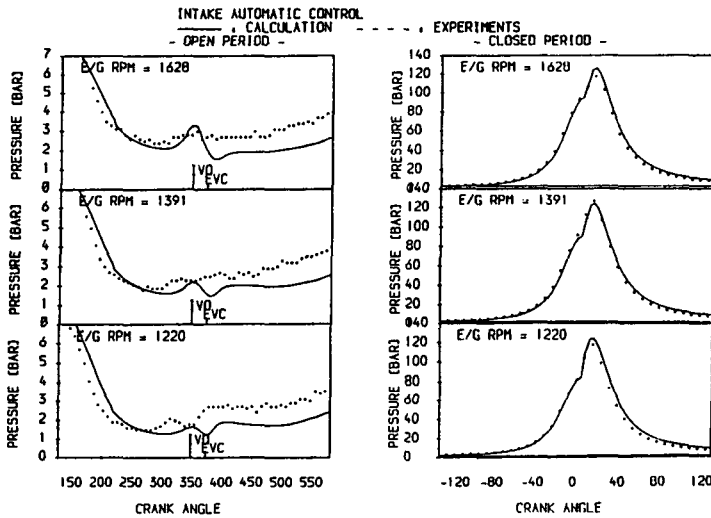


Fig. 6 Compared experimental data with calculation for the cylinder pressure at the various engine speed

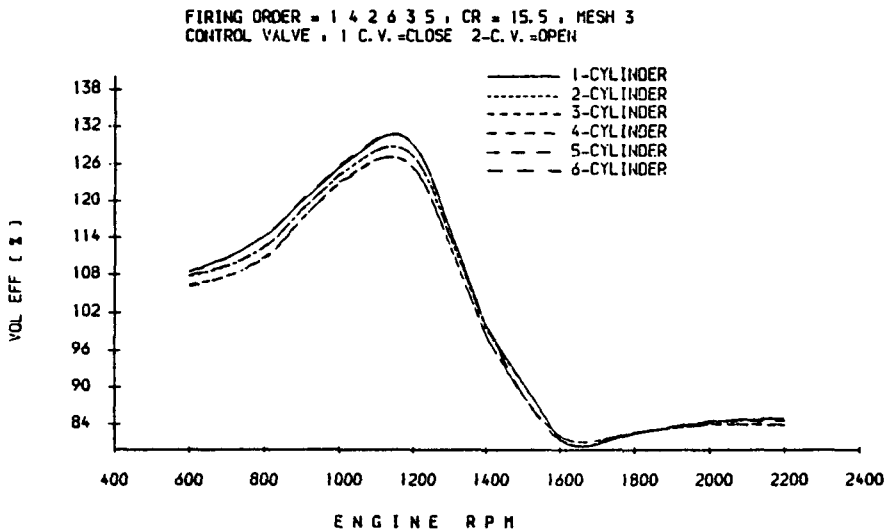


Fig. 7 Charging efficiencies of 6-cylinders engine at the various engine speed (simulation results)

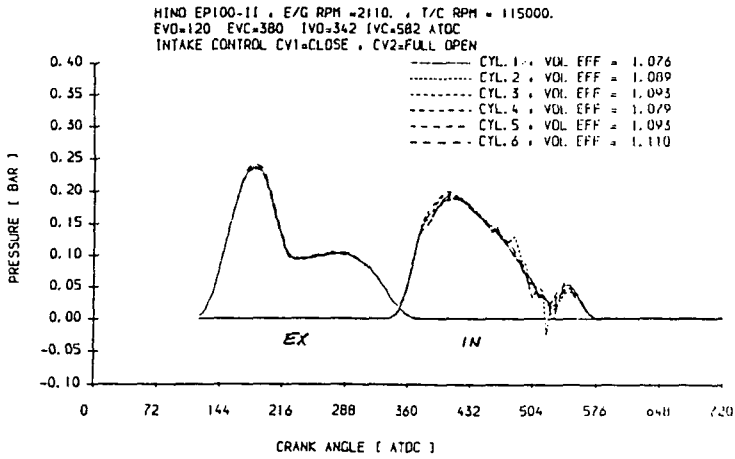


Fig. 8 Inlet/Exhaust gas flow rate for the 6-cylinders at a fixed engine speed (simulation results)

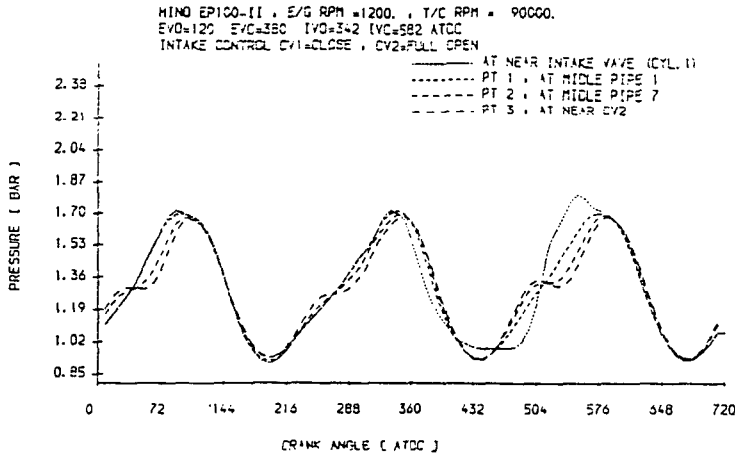


Fig. 9 Compared intake pressure wave with cylinder pressure

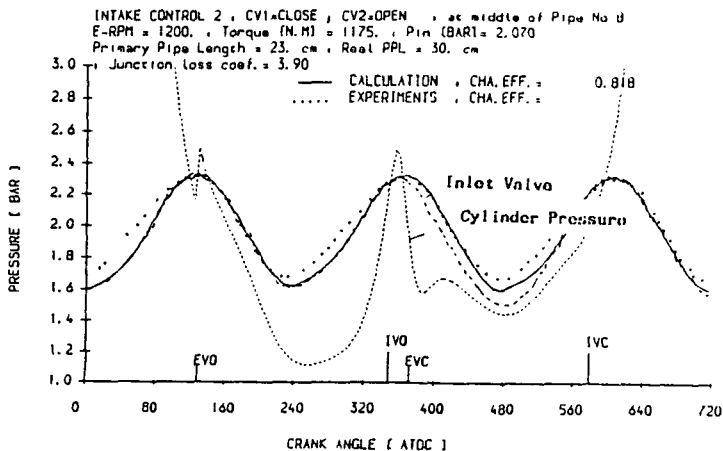


Fig. 10 Intake pressure waves in different positions (simulation results)

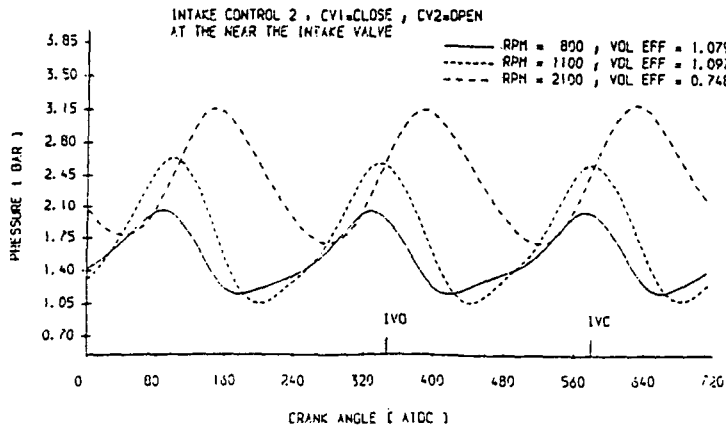


Fig. 11 The variation of charging efficiencies at different engine speed compared with intake pressure waves (simulation results)

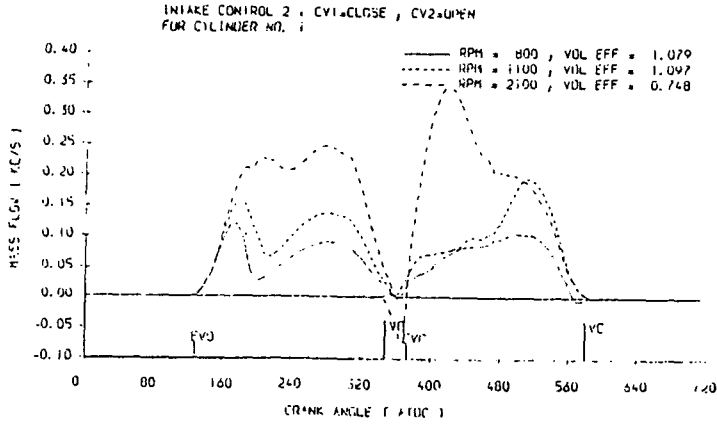


Fig. 12 Inlet/Exhaust gas flow rate in different engine speed (simulation results)

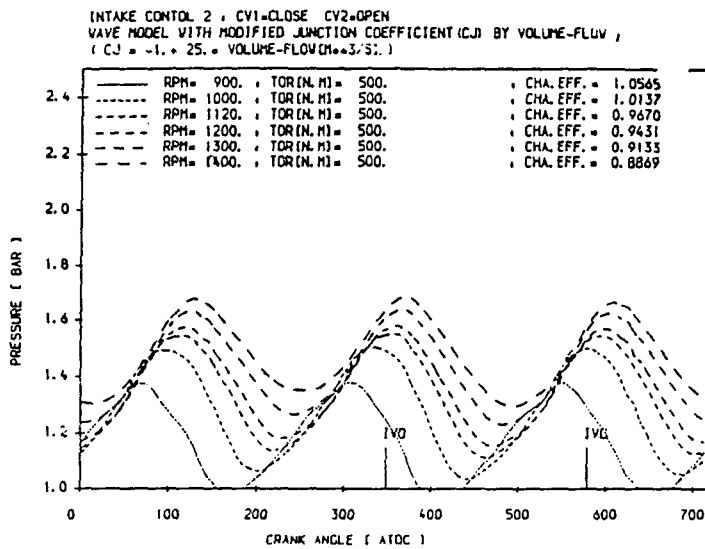


Fig. 13 Intake pressure waves in different engine speed (P2 position in Fig. 3—simulation results)

Fig. 13에서는 여러가지의 기관속도에서 변화하는 흡기파의 반사위치를 IVO와 관련하여 나타낸 것이며 1000 rpm 근처에서 최대 충전효율이 됨을 보인다. 이것은 다음 Fig. 14의 실험결과와 그 형태가 잘 일치함을 보이고 있다. 충전효율의 절대치가 실험치와의 차이를 보이는 것은 충전효율 계산 과정에서 흡배기과정의 겹치는 부분(scavenge process)을 무시하였기 때문이다.

Fig. 15에서는 3가지 흡기 control mode에서 여러가지 엔진속도에 따라 1번 실린더의 흡입효율에 대한 시뮬레이션 결과이다. 이것은 HINO 회사의 실험결과인 Fig. 7(b)와 최대 흡입효율의 위치 및 그 경향이 일치하고 있음을 보이며, 정확한 비교를 위하여 보다 많은 계산 데이터가 요구된다.

끝으로, Fig. 16에서는 UMIST의 AMDNAL-5890 Computer를 사용하여 10cycle 동안 본 연구

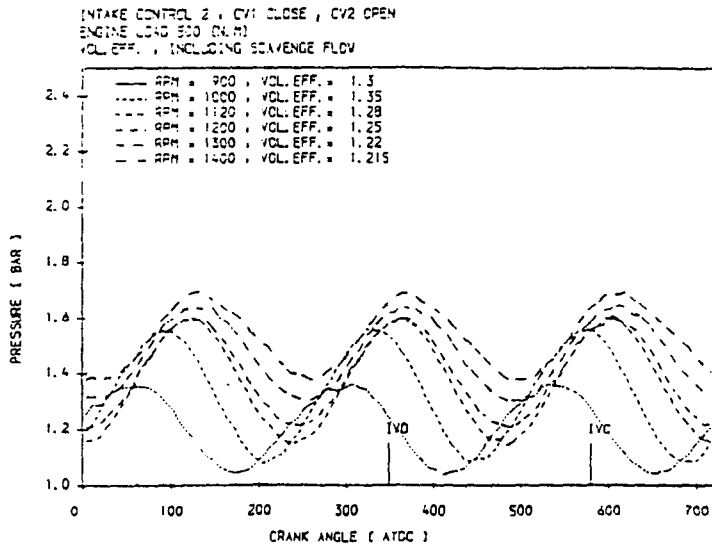


Fig. 14 Intake pressure waves in different engine speed (P2 position in Fig. 3-experimental data)

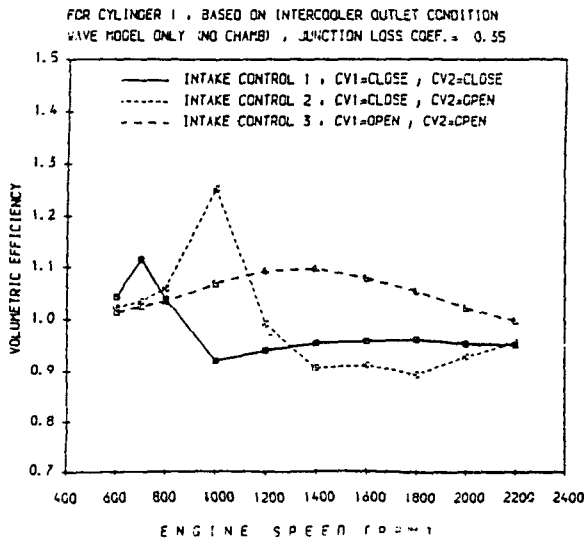


Fig. 15 Compared charging efficiencies for the three intake control modes(simulation results)

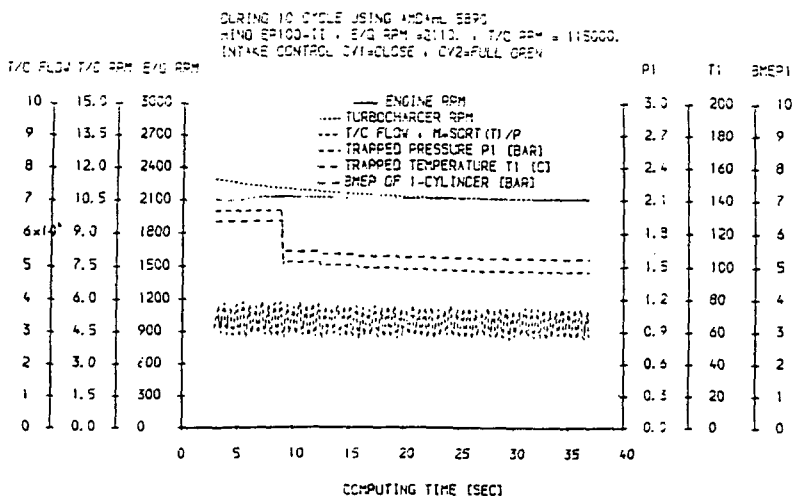


Fig. 16 Converged time during the engine cycle calculation for the each parameter

에 사용된 시뮬레이션 계산의 수렴시간을 보여주고 있으며, 모든 결과는 20 sec CPU time(5cycle) 이후에서 정상상태로 되는 것으로 나타났다. 그림에서 보이는 과급기속도의 비정상상태는 과급기 관성의 실제보다 낮은 값이 계산 데이터로 사용되었기 때문이다.

6. 결 론

기관의 시뮬레이션을 이용한 흡기관의 복합공진에 관한 본 연구의 결과로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 본 연구에서 개발된 기관 사이클 및 흡기과의 시뮬레이션 모델은 실험치와 흡기과형이 잘 일치하고 있으며, 본 연구에 적용된 분기관 모델은 6기통 이외의 다른 다기통기관에도 이용될 수 있다.

(2) 시뮬레이션 결과에서와 같이 실제 기관의 흡기관에 유량조절 밸브를 사용하여 복합 공진에 의한 여러가지 기관 속도에서의 충전효율 증가가 가능함을 제시하였다.

(3) 흡기과의 계산 모델에 사용된 3-방향 분기관의 압력손실계수 설정은 본 연구에서 사용된 간단한 식으로도(식(14)) 실험결과와 잘 일치하였다. 일반적인 흡기관 및 흡기 제어 밸브의 다양한 조절 방법에도 적용될 수 있는 보다 해석적인 식이 요구된다.

(4) 본 연구에서 제시된 시뮬레이션 결과는 흡기 조절밸브 작동시의 과도상태(transient state)에서

기관속도 및 부하에 따른 충전효율 등의 기관성능 연구 및 흡기관의 기하학적인 조건을 바꾸기 위한 해석에도 적용될 수 있다.

(5) 과급기 터빈과 관련된 배기관 연구에 있어서 본 연구에서 사용된 등엔트로피 특성곡선법의 적용이 의문시 되며, 실제의 엔트로피 계산에 의한 비교가 필요할 것이다.

후 기

본 연구는 영국 UMIST의 Thermo-Fluid division of Mech. Eng.에서 Professor D. E. Winterbone을 지도교수로 1988. 12부터 1989. 12까지 수행되었다.

참고문헌

- (1) Akihino Sato, Koichi Suenage, Masahiro Noda and Yoshide Maeda, 1988 "Advanced Boost-up in HINO EP100-II Turbocharged and Charged Cooled Diesel Engine," *SAE Paper*, 870298.
- (2) Heywood, 1988 *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Ch. 6, pp. 222~224.
- (3) Benson, R. S., *The Thermodynamics & Gas-Dynamics of Internal Combustion Engine*, Vol. I, Oxford press.
- (4) Samai Jai-In, 1987 "Control Studies of a

- Turbocharged Diesel Engine.," MSc Thesis, UMIST.
- (5) Bingham J. F. and Blair, G. P, 1985 "An Improved Branched Pipe Model for Multi-Cylinder Automotive Engine Calculation.," *Proc Inst Mech Engrs.*, Vol. 199 No. D1.