

4행정 가솔린 기관의 성능 예측에 관한 연구

A Study of Performance Prediction for 4-stroke Gasoline Engine

김 형 섭* 장 형 성**
Hyung Sup Kim Hyeong Seong Jang

ABSTRACT

A comprehensive cycle simulation was developed to predict the performance of gasoline engine including intake and exhaust systems with variation of operating conditions and design factors.

In this study, the gas exchange model, compression and expansion model, two-zone combustion model and heat transfer model were used.

In order to confirm the feasibility of the simulation program, the calculated results were compared with experimental results.

P- θ diagrams, I. M. E. P. and S. F. C by means of calculation showed acceptable quantitative agreement with the experimental data.

Therefore, this program is particularly well adapted to indicating the direction of the optimal design and optimal operating conditions for gasoline engine.

1. 서 론

환경오염과 에너지문제가 대두됨에 따라 기관의 최적운전조건과 최적설계에 대한 관심이 고조되고 있다. 이들 기관의 설계와 성능의 개선을 위해서는 실린더 내부에서 일어나는 현상은 물론 실린더 외부와의 상호작용으로 일어나는 가스 교환과정에

대해서도 상세한 해석이 필요하게 되었다. 그러나 내연기관에 있어서 이러한 현상들은 매우 복잡한 물리적 현상들이므로 이를 해석하기 위해서는 해석가능한 모델을 설정하고 이를 각 cycle에 적용하여, 기관성능 및 최적운전조건을 예측함으로써 많은 시간과 경비를 요하는 실험의 한계를 보완하는 Simulation이 발달하게 되었다.

W.J.D Annand¹⁾는 사이클 계산에 중요한 변수인 화염전파속도를 연소실 형상에 따라 연구하였으며 R.S. Benson과 Annand²⁾는 가솔린기관의 실린더체적을 미연 및 기연영역으로 나누어 생각하는 2영역

* 正會員 : 아주대학교 기계공학과

** 正會員 : 한양대학교 기계공학과

연소모델을 제안하였으며 Takizwa Masaki와 Uno Tatsuo³⁾ 등은 가스교환과정에 대한 simulation을 2-step Lax-Wendroff법에 의한 해석이 가능함을 보였다.

본 연구에서는 기존의 4행정 가솔린 기관에 대하여 가스교환모델, 열전달모델, 압축 및 팽창모델, 2영역 연소모델을 선정하고 이를 전 cycle에 적용하여 기관의 운전조건에 따른 기관성능을 예측하고 실험치와 비교 고찰하였다.

2. 이론해석

2.1 Model의 설정 및 가정

4행정 SI기관에서 일어나는 1 cycle에 대해 본 연구에서는 흡배기과정에 대해서는 가스교환 model, 압축과정 및 팽창과정에 대해서는 압축 및 팽창 model, 폭발과정에 대해서 본 연소 model을 각각 적용하고 전과정 공히 열전달 model을 적용하였다. 또 설정된 model을 cycle의 각과정에 적용하며 기관의 성능을 예측하기 위하여 다음과 같은 가정하에 cycle simulation을 행하였다.

- 1) 작동유체는 이상기체의 성질을 만족한다.
- 2) 실린더로 유입되는 공기는 21%의 산소와 79%의 질소로만 구성된다.
- 3) 실린더 내의 혼합기는 압축 및 팽창과정에서는 균일하며 연소과정에서는 미연영역과 기연영역의 2영역이 존재하며 각영역의 성분과 온도는 각각 균일하다.
- 4) 두영역 사이의 열전달은 일어나지 않는다.
- 5) 실린더 내의 연소는 완전연소이다.
- 6) 열해리와 NOx의 생성은 다루지 않는다.

2.2 모델의 해석

2.2.1 가스교환과정

Fig.1과 같은 모델에서 time-step의 증가동안

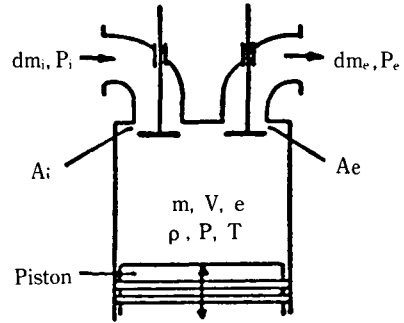


Fig.1 State Variables during the Gas Exchange Process.

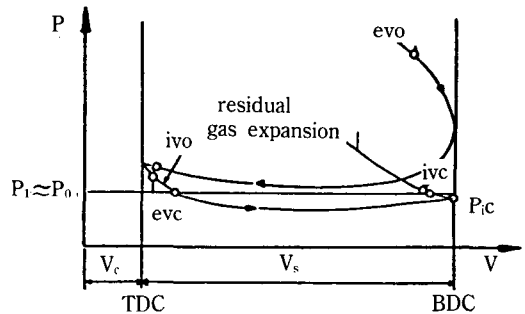


Fig. 2 Indicator Diagram of a Naturally Aspirated Engine.

dm_i 만큼의 질량이 실린더 내부로 유입되고 dm_e 만큼의 질량이 배기관을 통하여 유출된다고 생각하면 질량보존법칙과 에너지보존법칙도

$$dm = dm_i - dm_e \dots\dots\dots(1)$$

$$d(m, e) = dm_i h_i - dm_e h_e - Pdv - dQw \dots\dots(2)$$

가 된다.

실린더 내부로 유입된 혼합기가 완전 혼합⁴⁾한다고 하면 식 (1)과 (2)로부터 압력과 온도의 변화율은 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{dp}{d\theta} = P(A - B - C - D) \dots\dots\dots(3)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = T \left[\left(1 - \frac{T}{k_i T_i}\right) \cdot A - \frac{k-1}{k} (B+C) - D \right] \dots\dots\dots (4)$$

흡배기밸브의 면적에 대한 함수 ϕ_i, ϕ_e 와 flow parameter ψ_i, ψ_e 를 다음과 같이 정의하면

$$\phi_i = (\mu_i \cdot A_i) / V \dots\dots\dots (5)$$

$$\phi_e = (\mu_e \cdot A_e) / V \dots\dots\dots (6)$$

$$\psi_i = \sqrt{\left(\frac{k_i}{k_i-1}\right) \cdot \left[\left(\frac{P}{P_i}\right)^{\frac{2}{k_i}} - \left(\frac{P}{P_i}\right)^{\frac{k_i+1}{k_i}}\right]} \dots\dots\dots (7)$$

$$\psi_e = \sqrt{\left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot \left[\left(\frac{P_e}{P}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_e}{P}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \dots\dots\dots (8)$$

식 (3), (4)의 A, B, C, D는 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$A = \frac{k_i P_i \sqrt{2g RT_i}}{6n} \cdot \phi_i \cdot \psi_i \dots\dots\dots (9)$$

$$B = \frac{k_e \sqrt{2g RT}}{6n} \cdot \phi_e \cdot \psi_e \dots\dots\dots (10)$$

$$C = k \cdot \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{d\theta} \dots\dots\dots (11)$$

$$D = \frac{1}{M \cdot C_v \cdot T} \cdot \frac{dQ_w}{d\theta} \dots\dots\dots (12)$$

그리고 실린더로 유출입되는 가스의 체적유량은 다음과 같이 표현되며

$$Q_s = \sqrt{\frac{Y_a h_m}{Z} \cdot \frac{\rho}{\rho_s}} \dots\dots\dots (13)$$

여기서 Z는 밸브양정에 관련되는 함수로 $J = \rho_s \sqrt{Z}$ 로 정의하고 압축성 유체에 대한 expansion factor Y_a 는 다음식으로 쓰면

$$Y_a = \frac{P_1 \left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}{(P_1 - P_2)} \dots\dots\dots (14)$$

질량유량에 대한식은 다음과 같다.

$$M = Q_s \cdot \rho_s = J \sqrt{Y_a \cdot h_m \cdot \frac{\rho}{\rho_s}} \dots\dots\dots (15)$$

또 흡기기관의 압력 및 온도는

$$T_m = T_m - \frac{Q_m}{C_{pm} \cdot I_m \cdot A_m \cdot \rho_m} \dots\dots\dots (16)$$

$$P_m = R_m \cdot \frac{T_m M}{V_m} \dots\dots\dots (17)$$

로 결정된다.

2-2-2 압축 및 팽창과정

설정된 model과 가정에 의거하여 이과정에서의 압력과 온도의 변화율은

$$\frac{dp}{d\theta} = \left[-\left(1 + \frac{R}{C_v}\right) \cdot P \cdot \frac{dV}{d\theta} + \left(\frac{R}{C_v}\right) \cdot \frac{dQ}{d\theta} \right] / V \dots\dots\dots (18)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = T \cdot \left[\frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{P} \cdot \frac{dP}{d\theta} \right] \dots\dots\dots (19)$$

여기서 $dQ/d\theta$ 는 실린더에서의 전열량으로 Anand의 열대류전달식으로 결정했다. 또 팽창과정에서는 연소가 종료되면 실린더내부로 기연가스만으로 팽창을 하게 되고 가스의 조성이 변화된것을 제외하고는 압축과정의 경우와 동일한 방법으로 실린더내의 압력과 온도를 결정한다.

2-2-3 연소과정

연소과정중의 실린더는 Fig.3과 같이 극히 얇아서 무시할 수 있는 화염면에 의하여 미연영역과 기연

영역의 2영역으로 나누어지고 가정에 의하여 각 영역의 온도와 혼합기의 조성은 각각 균일하다.

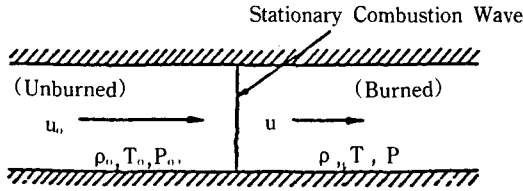


Fig. 3 Premixed flame

열발생율을 의미하는 연소율은 Wiebe의 반경험식⁵⁾을 사용하여 결정하였다.

$$X = 1 - \exp[-a\{(\theta - \theta_0)/\theta_s\}^{m+1}] \quad (20)$$

연소과정중의 실린더내 가스의 총내부 에너지는

$$E = m_u \rho_u + m_b \rho_b \quad (21)$$

이고 열역학 제1법칙은 다음과 같다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dE}{d\theta} + \frac{dW}{d\theta} \quad (22)$$

여기서 $dE/d\theta$ 는

$$\frac{dE}{d\theta} = m_u \frac{d\rho_u}{d\theta} + \rho_u \frac{dm_u}{d\theta} + m_b \frac{d\rho_b}{d\theta} + \rho_b \frac{dm_b}{d\theta} \quad (23)$$

가 되고 $dm_u/d\theta = -dm_b/d\theta$ 이므로 식(22)는

$$\begin{aligned} &(\rho_b - \rho_u) \frac{dm_b}{d\theta} + m_u \cdot C_{v_u} \cdot \frac{dT_u}{d\theta} \\ &+ m_b \cdot C_{v_b} \cdot \frac{dT_b}{d\theta} + P \cdot \frac{dV}{d\theta} - \frac{dQ}{d\theta} = 0 \quad (24) \end{aligned}$$

가 된다. 또 상태방정식을 크랭크각 θ 에 대하여 미분하면 미연 및 기연영역의 온도변화율은 다음식으로 결정된다.

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{V_u}{m_u C_{p_u}} \cdot \frac{dP}{d\theta} + \frac{1}{m_u C_{p_u}} \frac{dQ_u}{d\theta} \quad (25)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{P}{m_b R_b} \left[\frac{dV}{d\theta} - \left(\frac{R_b T_b}{P} - \frac{R_u T_u}{P} \right) \cdot \right.$$

$$\left. \frac{dm_b}{d\theta} - \frac{R_u V_u}{P C_{p_u}} \cdot \frac{dP}{d\theta} - \frac{R_u}{P C_{p_u}} \cdot \frac{dQ_u}{d\theta} + \frac{V}{P} \cdot \frac{dP}{d\theta} \right] \quad (26)$$

또 압력변화는

$$\begin{aligned} \frac{dP}{d\theta} = & \left[\left(1 + \frac{C_{v_b}}{R_b} \right) \cdot P \frac{dV}{d\theta} \right. \\ & + \left\{ (\rho_b - \rho_u) - C_{v_b} \left(T_b - \frac{R_u}{R_b} \cdot T_u \right) \right\} \cdot \frac{dm_b}{d\theta} \\ & + \left(\frac{C_{v_u}}{C_{p_u}} - \frac{C_{v_b}}{R_b} \cdot \frac{R_u}{C_{p_u}} \right) \cdot \frac{dQ_u}{d\theta} - \frac{dQ}{d\theta} \left. \right] \\ & / \left(\frac{C_{v_b}}{R_b} \cdot \frac{R_u}{C_{p_u}} \cdot V_u - \frac{C_{v_u}}{C_{p_u}} V_u - \frac{C_{v_b}}{R_b} \cdot V \right) \quad (27) \end{aligned}$$

로 표시된다. 식 (25), (26), (27)로부터 연소중 실린더내이 온도와 압력은 다음식으로 결정된다.

$$T_{b_{j+1}} = T_{b_j} + \frac{dT_b}{d\theta} \cdot \Delta\theta \quad (28)$$

$$T_{u_{j+1}} = T_{u_j} + \frac{dT_u}{d\theta} \cdot \Delta\theta \quad (29)$$

$$P_{j+1} = P_j + \frac{dP}{d\theta} \cdot \Delta\theta \quad (30)$$

그리고 열발생율은 다음 식과 같이된다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_w}{d\theta} + \frac{1}{k-1} \left[V \cdot \frac{dP}{d\theta} + k \cdot P \cdot \frac{dV}{d\theta} \right] \quad (31)$$

2.2.4 열전달 model

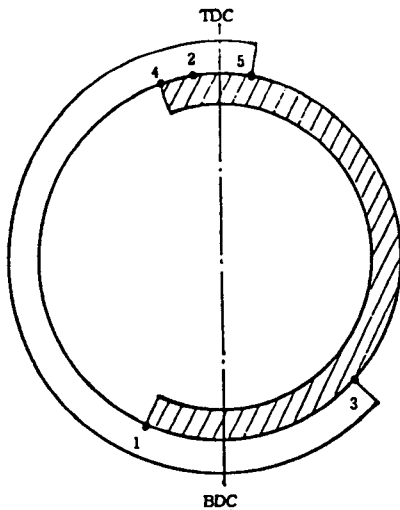
실제기관에서의 전열손실은 상당히 커서 무시할 수 없으므로 본연구에서는 Annand의 경험식을 사용하여 전열손실량을 계산하였다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = A \left[a \cdot k \cdot \frac{(Re)^b}{D} \cdot (T_c - T_w) + C(T_c - T_w) \right] \quad (32)$$

여기서 a, b, c는 실험적으로 결정되는 상수이고 C의 값은 압축과정에서는 0으로 하였다.

3. 수치계산

cycle계산은 Fig. 4와 같이 흡기밸브가 닫히는 지



- 1 : Intake Valve Close(θ_{ivc})
- 2 : Nomial Spark Tinng(θ_s)
- 3 : Exhaust Valve Open(θ_{evn})
- 4 : Intake Valve Open(θ_{ivo})
- 5 : Exhaust Valve Close(θ_{evc})

Fig. 4 Valve Timing diagram

점에서 부터 계산을 시작하여 $\theta < \theta_{ivc}$ 인 1-2과정에서는 압축과정으로 $\theta_{evc} > \theta_s$ 인 2-3과정에서는 연소 및 팽창과정으로 그리고 $\theta_{evc} < \theta < \theta_{ivc}$ 인 3-4-5-1 과정은 가스교환과정으로 하여 계산을 수행하였다. 또 cycle계산은 크랭크각을 0.5°씩 전진시켜가며 계산을 수행하고 cycle의 안정성을 고려하여 5번 계산한 결과를 취하여 기관성능을 예측하였다.

4. 결과 및 고찰

본 연구에서 설정한 모델을 이용한 simulation의 타당성을 검토하기 위하여 계산결과와 실험결과를 비교고찰하였다. 계산 및 실험에 신용도 모델엔진의 제원은 Table. 1과 같다.

Table. 1 Specification of engine used

Engine type	4 Cycle gasoline engine Single cylinder Water cooled
Bore×Stroke	85mm×85mm
Stroke volume	482cc
Compression ratio	4.8
Intake valve open	BTDC 20°
Intake valve closed	ABDC 54°
Exhaust valve open	BBDC 49°
Exhaust valve closed	ATDC 15°
Intake valve head diameter	38mm
Exhaust valve head diameter	13mm
Connecting rod length	150mm
Valve angle	45°

Fig. 5~8은 기관의 회전수를 1600rpm으로 고정하고 점화시기로 BTDC 30° 20° 10° 0°의 4단계로 변화시킬 때 크랭크각에 따른 실린더내의 압력변화에 대한 계산결과와 실험결과를 비교하여 나타낼

그림이고 Fig. 6은 미연영역과 기연영역의 온도변화를 동시에 나타내었다.

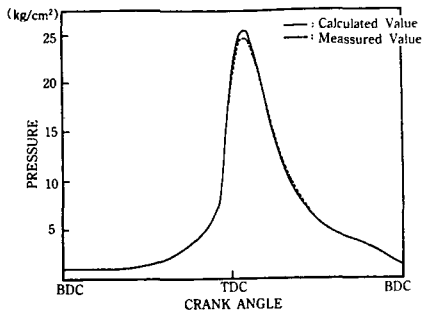


Fig. 5 Comparison of Calculated and Measured Pressure Diagram at 1600rpm, start of spark Timing Angle. BTDC 30°

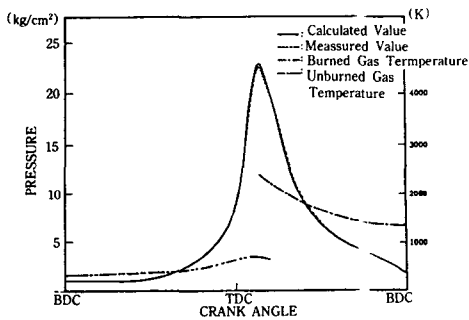


Fig. 6 Comparison of Calculated and Measured Pressure Diagram and Calculated Temperature of Unburned and Burned Gas at 1600rpm, start of spark Timing Angle, BTDC 20°

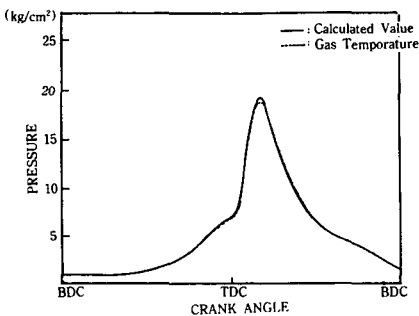


Fig. 7 Comparison of Calculated and Measured Pressure Diagram at 1600rpm, start of spark Timing Angle. BTDC 10°

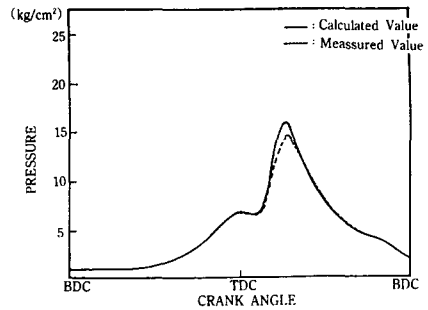


Fig. 8 Comparison of Calculated and Measured Pressure Diagram at 1600rpm, start of spark Timing Angle. TDC

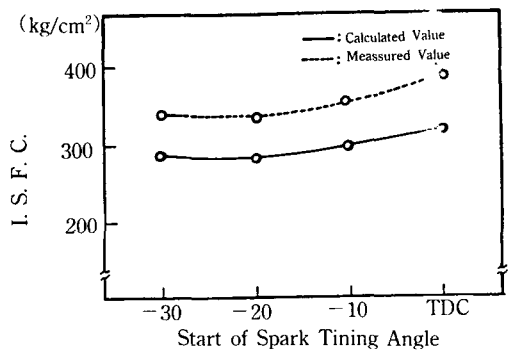


Fig. 9 Comparison of Calculated and Measured Indicated Specific Fuel Consumption at 1600rpm

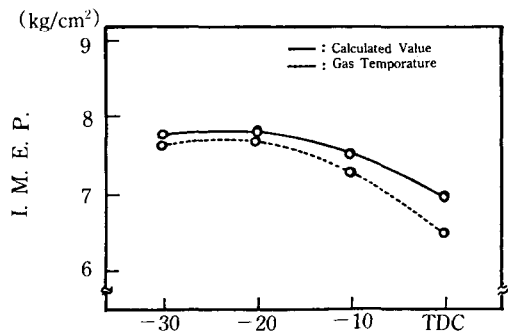


Fig. 10 Comparison of Calculated and Measured Indicated Mean Effective Pressure at 1600rpm

압축 및 팽창 그리고 가스교환과정에서의 압력 변화는 계산치와 실험치가 거의 일치하지만 연소 최고 압력은 점화시기가 TDC일 때 최대오차가 발생되지만 그 오차는 점화시기를 당기면 줄어들어 점화시기가 BTDC 20°일 때 오차율이 약 5% 정도로 최소값을 나타낸다.

이는 연소과정 중의 연소율과 모델설정시의 가정에 기인하는 것으로 연소율을 결정하는 Wiebe함수의 여러인자들의 복합적 영향으로 정확한 예측이 어려워 연소최고압력에 대한 오차가 발생하나 최적 점화시기에 가까와질수록 모델설정시의 가정한 완전연소에 가깝게 연소가 이루어져 그 오차가 줄어드는 것으로 판단된다.

Fig. 9와 10은 점화시기 변화에 따른 지시 연료 소비율과 지시평균유효압력의 변화를 나타낸다. 평균유효압력에서는 계산치가 실험치보다 전체적으로 높게 나타나며 오차율은 점화시기를 당기면서 줄어든다. 이는 전술한 바와같이 점화시기를 당길수록 충분한 연소시간을 이용한 연소조건이 개선되어 줄어드는 것으로 사료된다.

5. 결 론

4행정 단기통 SI기관에 대한 기관성능을 점화시기를 변화시켜가며 가스교환 모델, 압축 및 팽창모델, 연소모델 그리고 열전달모델을 이용하여 cycle simulation에 의해 예측하고 이를 실험결과와 비교 고찰하였다.

계산치는 실험치와 그 경향이 잘 일치하였으며 정성적으로도 매우 작은 오차범위내에서 잘 만족하였다. 따라서 본 program을 이용한 parametric studies에 의하여 SI기관의 최적설계 및 최적운전 조건에 대한 방향을 제시할 수 있을 것으로 생각된다. 또한 보다 정확한 연소율예측, 열해리 그리고 NOx생성 등을 고려한다면 오차를 더욱 더 줄일 수 있을 것으로 생각된다. 따라서 보다 실제기관의 거

동에 접근하는 모델개발과 연소특성지수를 정확히 결정할 수 있는 방법이 요망된다.

참 고 문 헌

1. W. J. D. Annand : Geometric of Spherical Flame Propagation in a Disc-Sparked Combustion Chamber, J. Mech. Eng. Sci., Vol. 12, pp. 146-149, 1970.
2. R. S. Benson, W. J. D. Annand & P. C. Baruah : A Simulation Model Including Intake & Exhaust System for a Single Cylinder 4-Stroke Spark Ignition Engine, Int. J. Mech. Sci.
3. Takizawa Masaki & Uno Tatsuo et al : A Study of Gas Exchange Process Simulation of an Automotive Multi-Cylinder Internal Combustion Engine, TOYODA 技術, Vol. 31, No. 2, 1981.
4. K. Zinner : Supercharging of Internal Combustion Engines, Springer, p. 44, 1978.
5. J. J. Wiebe : Das Wirbe-Brenngesetz ein fortschritt in der Thermodynamik der Kreigs-Pozesse von Berbrennung-Smotoren, Trans by Drofe. A. Joute & T. H. Dressen, Kraftadzeugtechnik, Vol, 9, 1960.
6. 長尾不二夫, 西魯一字, 横山文宜 : 4사이클機關吸氣弁と體積效率の關係, 日本機械學會 論文集, 34卷 268號, 1968.
7. S. C. Low : Computer Aided Design of Intake & Exhaust Systems of Turbocharged Diesel Engines, Dissertation Umist, 1977.