

〈논 문〉 SAE NO. 933761

## 피스톤핀 옵셋이 피스톤운동과 운동에너지 손실에 미치는 영향에 관한 연구

A Study on the Effect of Piston Pin Offset on a Piston Motion and Kinetic Energy Loss

한 덕 주,\* 최 재 권\*\*  
D. J. Han, J. K. Choi

### ABSTRACT

A theoretical analysis of predicting the detailed motion of a piston-crank mechanism within piston-guide clearance is presented, and the analysis is applied to the piston motion in a gasoline engine. A piston movement program is developed to calculate the piston attitude relative to the bore, the piston to bore impact velocity and kinetic energy loss and the net transverse force acting on the piston. This paper presents the formulation of a set of differential equations governing the transverse and rotational motion of a piston. These equations of motion were solved by well established Runge-Kutta method. As a result of this study, it is possible to predict the effects of piston geometry and piston pin offset on a piston motion and kinetic energy loss.

주요기술용어 : Kinetic Energy Loss(운동에너지 손실), Moment of Inertia(관성모멘트), Slap(슬랩), Restitution Coefficient(충돌계수), 2-Degree of freedom(2-자유도), Offset(옵셋), Differential Equation(미분방정식)

### 1. 서 론

피스톤이 실린더 안을 왕복운동 할 때 콘-로드의 기울어짐, 관성력 방향의 변화 그리고 연소압력 등에 의하여 피스톤과 실린더 보어사이에 작용하는 힘의 방향과 크기가 변하므로 피스톤이 실린더 보어에 격렬히 부딪히는 피스톤 슬랩이 발생한다.

피스톤 슬랩의 전달경로는 ①실린더 보어→실린더 블럭 ②콘-로드→크랭크 샤프트→실린더

블럭이 될 수 있으며, 피스톤이 실린더 보어에 부딪힐 때 발생하는 충돌에너지 손실은 기계적 소음에 방향을 미치고 그 외에도 엔진성능의 저하, 오일소모 과다 그리고 케비테이션에 의한 실린더 라이너의 마모 등의 원인이 된다. 즉 피스톤의 운동은 피스톤의 설계제원, 운전조건, 윤활조건 등에 영향을 받지만 실린더 보어에 대한 피스톤의 횡방향의 운동을 정확히 파악하는 것이 중요하다. 본 논문에서는 피스톤 핀의 옵셋에 따른 운동에너지 손실과 피스톤이 실린더 보어

\* 현대자동차 마북리연구소

\*\* 정희원, 현대자동차 마북리연구소

측면에서 받는 힘을 고려하여 피스톤의 운동을 최적화하는데 그 목적이 있다.

이전에 Fawcett과 Wilson<sup>1)</sup>은 피스톤과 실린더 보어 사이에 간극이 없다고 가정하고 피스톤 구동기구의 설계제원과 질량분포에 따라 피스톤이 실린더 보어에서 받는 힘을 구하였으며, Wilson<sup>2)</sup>은 평행한 실린더 보어 안에서 직사각형 모양으로 가정한 피스톤 스커트의 운동을 해석하여 실험과 비교하였다.

다시 Fawcett과 Wilson<sup>3)</sup>은 피스톤이 실린더 보어에 충돌 할 때의 탄성계수를 도입하여 피스톤의 되튀김운동을 해석하였고, Laws와 Parker<sup>4)</sup>는 피스톤 핀과 피스톤 스커트의 마찰을 무시할 때 피스톤 구동기구의 운동을 해석하고 실험과 비교하였다.

Bishop과 Leavitt<sup>5)</sup>는 피스톤 링그루브의 마찰력이 피스톤 운동에 미치는 영향을 해석하였으며, Munro와 Parker<sup>6)</sup>는 평행하지 않은 실린더 보어 안에서 피스톤 링그루브의 마찰력과 피스톤이 실린더 보어에 충돌시 운동량 보존의 법칙을 이용하여 피스톤의 운동을 해석하였다. 이 때 피스톤과 실린더 보어사이의 마찰계수는 0.2로 하였으며 디젤엔진의 실험결과와 잘 일치됨을 확인하였다.

그리고 Haddad와 Howard<sup>7)</sup>는 피스톤 스커트와 실린더 보어가 비탄성 충돌을 하고 피스톤 스커트와 실린더 보어 사이의 유막이 피스톤의 운동에 아무런 영향을 미치지 않을 때 피스톤 읍셋과 피스톤 무게중심에 따른 운동에너지 손실을 정량적으로 해석하였으며, Furuham과 Hirukawa<sup>8)</sup>는 피스톤 스커트와 실린더 보어 사이에 존재하는 유막의 squeeze 현상을 고려하여 피스톤의 운동을 해석하여 디젤엔진의 실험결과와 비교하였다.

본 논문에서는 피스톤 스커트와 실린더 보어 사이의 마찰계수가 마찰면 사이의 상대속도에 따라 변하게 될 때, 평행한 실린더 보어 내에서 피스톤의 운동을 해석하였다. 그리고 실제 피스톤 스커트의 형상에 가깝도록 피스톤 스커트의 상단부와 하단부의 지름이 다른 마름모꼴의 형태로 가정하였다.

본 연구를 통하여 ①피스톤 구동기구의 설계제원 ②피스톤 구동기구의 질량분포 ③연소압력 ④크랭크 샤프트의 회전속도에 따른 피스톤 운동과 그에 의하여 발생하는 운동에너지 손실의 기본 개념을 파악하고자 한다.

## 2. 이 론

### 2.1 계산모델의 설정

B-가솔린엔진의 피스톤-크랭크 구동기구에서 피스톤 운동모드와 피스톤이 실린더 보어에 충돌할 때 운동에너지 손실을 구하기 위하여 필요한 입력자료가 Table 1에 나타나 있다.

여기서 크랭크 샤프트와 피스톤의 관성모멘트는 CAD를 써서 3차원적으로 구하였으며, 콘-로드의 관성모멘트<sup>9)</sup>는 다음식을 사용하여 대략적으로 구하였다.

$$I_3 = m_3 \cdot s_3(L_3 - s_3) \quad (1)$$

여기서 피스톤 핀은 강제 끼워 맞춤으로 콘-로드에 고정되므로 콘-로드와 피스톤 핀을 한 개의 동체로 생각하여 콘-로드의 무게, 무게중심 그리고 관성모멘트를 구하였다. 그리고 피스톤이 실린더 보어에 부딪힐 때 스커트의 가장 긴 지름의 위치(grade point)를 스커트 하단부의 충돌 지점으로 하고, 피스톤과 실린더 보어 사이의 간극 내에서 피스톤의 대각모서리가 기울어져 실린더 보어에 접촉 할 수 있는 피스톤의 가장 윗 부분을 스커트 상단부의 충돌지점으로 한다.

실제로 연소가스에 의하여 피스톤 스커트의 상단부의 온도가 하단부보다 높으므로 오일의 점도가 적어져서, 스커트 상단부가 실린더 보어에 부딪힐 때의 충돌계수가 하단부보다 클 것으로 예상되며 실험치와 근접한 값이 Table 1에 나타나 있다.

### 2.2 지배방정식

2.2.1 피스톤이 실린더 보어에 접촉하지 않을 때

Table 1 Nomenclature and input data of a piston-crank mechanism

Nomenclature	Symbol	Value	Unit
Crank radius	r	42.5	mm
Distance between con-rod centers	$L_3$	141	mm
Distance of con-rod C.G. from big-end pivot point(pin fitted)	$s_3$	48	mm
Piston length	u	59	mm
Piston width of upper skirt	$d_2$	77.17	mm
Piston width of lower skirt	$d_3$	77.37	mm
Distance between piston crown & gudgeon pin	v	31	mm
Distance between piston crown & piston C.G.	fd	12	mm
Distance between piston crown & impacting point of upper skirt	$fd_1$	23	mm
Distance between piston end & impacting point of lower skirt	$fd_2$	9	mm
Distance between guides	db	77.40	mm
Offset of piston axis from crank shaft axis	ecen	0	mm
Offset of gudgeon pin from piston center line	eb	+1	mm
Offset of piston C.G. from piston center line	ec	0	mm
Mass of con-rod & gudgeon pin	$m_3$	0.732	kg
Mass of piston	$m_4$	0.254	kg
Moment of inertia of crank shaft about its rotation axis	$I_2$	10000	$\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
Moment of inertia of con-rod about its C.G.	$I_3$	3300	$\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
Moment of inertia of piston about its C.G.	$I_4$	300	$\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
Coeff. of restitution of upper skirt	$e_h$	0.4	
Coeff. of restitution of lower skirt	$e_s$	0.3	
Compression ratio	$\epsilon$	10	

Fig.1과 같이 피스톤과 실린더 보어가 접촉하지 않을 때 피스톤에 적용된 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_4 \cdot d^2x/dt^2 = F_{34} + m_4 \cdot \text{grav} - \text{pres} \quad (2)$$

$$m_4 \cdot d^2y/dt^2 = F_{34} \quad (3)$$

$$I_4 \cdot d^2\theta_4/dt^2 = F_{34} \cdot s_4 \cdot \sin\theta_4 - F_{34} \cdot s_4 \cdot \cos\theta_4 - \text{pres}(y_c - \text{ecen}) \quad (4)$$

마찬가지로 콘-로드에 운동방정식을 적용하면

$$m_3 \cdot d^2x_D/dt^2 = F_{43} + F_{23} + m_3 \cdot \text{grav} \quad (5)$$

$$m_3 \cdot d^2y_D/dt^2 = F_{43} + F_{23} \quad (6)$$

$$I_3 \cdot d^2\theta_3/dt^2 = F_{23} \cdot s_3 \cdot \sin\theta_3 - F_{23} \cdot s_3 \cdot \cos\theta_3 +$$

$$F_{43}(L_3 - s_3)\cos\theta_3 - F_{43}(L_3 - s_3)\sin\theta_3 \quad (7)$$

이고, 여기서  $x_D, y_D, x_C, y_C$ 는 다음과 같다.

$$x_D = r \cdot \cos\theta_2 + s_3 \cdot \cos\theta_3 \quad (8a)$$

$$y_D = r \cdot \sin\theta_2 + s_3 \cdot \sin\theta_3 \quad (8b)$$

$$x_C = r \cdot \cos\theta_2 + L_3 \cdot \cos\theta_3 + s_4 \cdot \cos\theta_4 \quad (8c)$$

$$y_C = r \cdot \sin\theta_2 + L_3 \cdot \sin\theta_3 + s_4 \cdot \sin\theta_4 \quad (8d)$$

쿨롱(Coulomb)의 마찰력의 부호를 결정하는 단위 인자인  $cg, cd$ 를 도입하면

$$F_{43}^{cx} = cg \cdot cd \cdot \mu_c \cdot F_{43}^{cy} \quad (9)$$

여기서  $i=1, 2$  일 때,  $cg=-1$

$i=3, 4$  일 때,  $cg=1$

$dx/dt < 0$  일 때,  $cd=1$

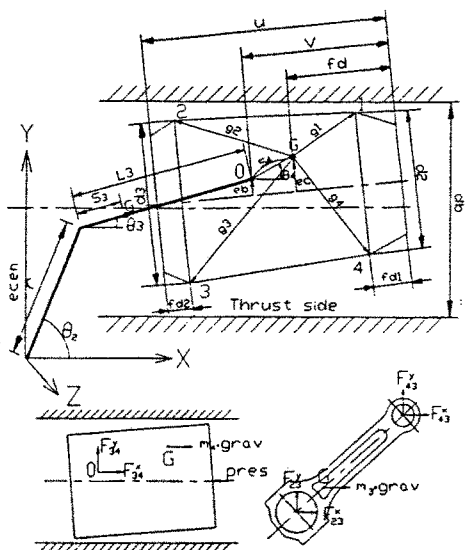


Fig.1 F.b.d. of a piston-crank mechanism.  
No contact between piston and cylinder bore

$$dx/dt > 0 \text{ 일 때, } cd = -1$$

이고, 피스톤 스킴트와 실린더 보어사이의 마찰 계수는 Fig.2<sup>10)</sup>에 나타난 바와 같이 마찰면의 상대속도에 따라 경계, 유체윤활 영역으로 나누어 생각하였다.

B-가솔린엔진의 피스톤 운동모드를 해석하기 위한 실린더 내 가스압의 실험치는 1500rpm w.o.t, 최대 토크 5000rpm, 최대 파워 6000rpm의 세 가지 경우에 대하여 Fig.3에 나타나 있다.

이상의 방정식을 연립하여 풀면 콘-로드와 피스톤의 각속도가 얻어지며 다음과 같다.

$$\begin{aligned} d^2\theta_3/dt^2 = & \{-(d\theta_4/dt)^2 \cdot m_4 \cdot L_3 \cdot s_4 \cdot \sin(\theta_3 - \theta_4) \\ & - (d\theta_2/dt)^2 \cdot \xi \cdot m_4 \cdot L_3 \cdot s_4 \cdot \sin(\theta_3 - \theta_4) + (d\theta_2/dt)^2 [r \cdot \sin(\theta_2 - \theta_3) (m_4 \cdot L_3 + m_3 \cdot s_3) - \xi \cdot m_4 \cdot s_4 \cdot r \cdot \sin(\theta_2 - \theta_4)] + pres \cdot [L_3 \cdot \sin\theta_3 + \xi (r \cdot \sin\theta_2 + L_3 \cdot \sin\theta_3 - ecen)] + grav \cdot [\xi \cdot m_4 \cdot s_4 \cdot \sin\theta_4] \} / [I_3 + m_3 \cdot s_3^2 + m_4 \cdot L_3^2 - \xi \cdot m_4 \cdot s_4 \cdot L_3 \cdot \cos(\theta_3 - \theta_4)] \end{aligned} \quad (10)$$

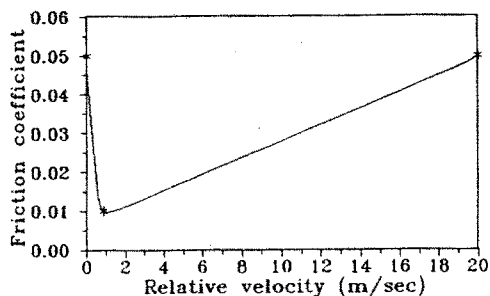


Fig.2 Friction coeff. between piston and cylinder as a function of relative velocity

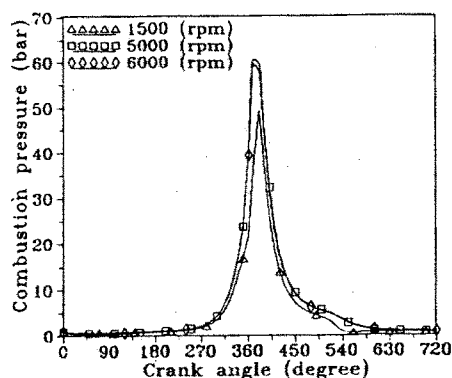


Fig.3 Combustion pressure at different engine speed

$$\begin{aligned} & \sin\theta_4 - (m_4 \cdot L_3 + m_3 \cdot s_3) \sin\theta_3 \} / [I_3 + m_3 \cdot s_3^2 + \\ & m_4 \cdot L_3^2 - \xi \cdot m_4 \cdot s_4 \cdot L_3 \cdot \cos(\theta_3 - \theta_4)] \end{aligned} \quad (10)$$

$$\text{여기서 } \xi = m_4 \cdot s_4 \cdot L_3 \cdot \cos(\theta_3 - \theta_4) / (I_4 + m_4 \cdot s_4^2)$$

$$\begin{aligned} d^2\theta_4/dt^2 = & \{ -d^2\theta_3/dt^2 \cdot m_4 \cdot L_3 \cdot s_4 \cdot \cos(\theta_3 - \theta_4) + \\ & (d\theta_3/dt)^2 \cdot m_4 \cdot L_3 \cdot s_4 \cdot \sin(\theta_3 - \theta_4) + (d\theta_3/dt)^2 \cdot \\ & m_4 \cdot s_4 \cdot r \cdot \sin(\theta_2 - \theta_4) - pres \cdot [r \cdot \sin\theta_2 + L_3 \cdot \sin\theta_3 - ecen] - grav \cdot m_4 \cdot s_4 \cdot \sin\theta_4 \} / [I_4 + m_4 \cdot s_4^2] \end{aligned} \quad (11)$$

방정식 (10), (11)은 피스톤이 실린더 보어에 접촉하지 않을 경우의 2-자유도 운동을 나타내는 연립2계 상미분방정식이며 이 식들을 풀기 위하여 Runge-kutta 수치해석 방법이 요구된다.

2.2.2 피스톤이 실린더 보어에 충돌 할 경우

피스톤의 모서리가 실린더 보어에 충돌 할 경우 피스톤의 충돌속도에 변화가 있게 되고, 충돌속도가 아주 작으면 피스톤은 실린더 보어에 충돌한 순간 실린더 보어와 접촉을 유지하면서 운동을 계속하지만 충돌속도가 크면 되튀게 된다. 충돌 시의 운동에너지 손실을 나타내기 위하여 충돌계수  $e$ 를 써서 다음과 같이 정의한다.

$$e = - \frac{dy_{i0}/dt}{dy_{i0}/dt} \quad (12)$$

여기서  $dy_{i0}/dt, dy_{i0}/dt$ 는 피스톤이 실린더 보어에 충돌 할 때 피스톤의  $i$ 번째 모서리의 충돌 전후의 속도이다.

충돌이 일어 날 때 에너지 손실을 보상 할 순간적인 에너지 공급의 수단이 없기 때문에 크랭크의 각속도가 일정하지 않지만, 충돌시간이 매우 짧고 크랭크의 관성이 매우 커서 충돌 시의 에너지 손실을 보상하기 때문에 충돌 시의 크랭크 속도변화는 무시하기로 한다. Fig.4는  $i=1$ 인 경우 피스톤이 실린더 보어에 충돌 할 때의 자유도를 보여 준다.

여기서 피스톤에 대하여 운동방정식을 세워 보면

$$P_{14}^x + P_{34}^x = m_4(dx_{c0}/dt - dx_{c0}/dt) \quad (13)$$

$$P_{14}^y + P_{34}^y = m_4(dy_{c0}/dt - dy_{c0}/dt) \quad (14)$$

$$P_{14}^x \cdot g_i \cdot \cos\lambda_i + P_{34}^x \cdot s_4 \cdot \sin\theta_4 - P_{14}^x \cdot g_i \cdot \sin\lambda_i - P_{34}^x \cdot s_4 \cdot \cos\theta_4 = I_4(d\theta_{4x}/dt - d\theta_{4x}/dt) \quad (15)$$

이고, 콘-로드에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$P_{23}^x + P_{43}^x = m_3(dx_{d0}/dt - dx_{d0}/dt) \quad (16)$$

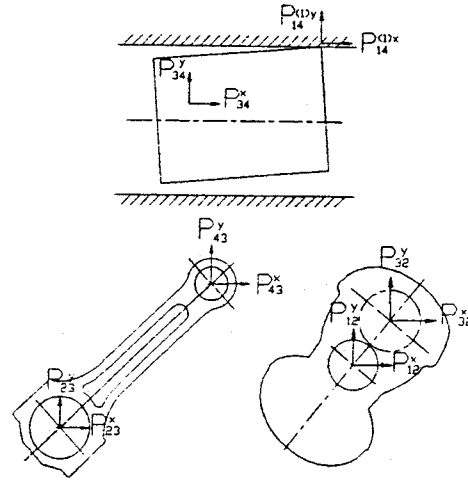


Fig.4 F.b.d. of a piston-crank mechanism. One piston corner impacting against cylinder bore

$$P_{23}^x + P_{43}^x = m_3(dy_{d0}/dt - dy_{d0}/dt) \quad (17)$$

$$P_{23}^x \cdot s_3 \cdot \sin\theta_3 - P_{43}^x(L_3 - s_3)\sin\theta_3 - P_{23}^x \cdot s_3 \cdot \cos\theta_3 + P_{43}^x(L_3 - s_3) \cdot \cos\theta_3 = I_3(d\theta_{3y}/dt - d\theta_{3y}/dt) \quad (18)$$

그리고 크랭크 회전축 중심 0에 대하여서는

$$P_{32}^x \cdot r \cdot \cos\theta_2 - P_{32}^x \cdot r \cdot \sin\theta_2 = I_2(d\theta_{2y}/dt - d\theta_{2y}/dt) \quad (19)$$

이고, 충돌 시  $x, y$  방향에 대한 운동량의 관계는

$$P_{14}^x = cg \cdot cd \cdot \mu_d \cdot P_{14}^y \quad (20)$$

이다.

그리고 미지수  $d\theta_{2y}/dt, d\theta_{3y}/dt, d\theta_{4x}/dt$ 에 대한 방정식을 유도하기 위하여 선형속도 성분을 각 속도 성분으로 표현하는 것이 필요하다. 즉

$$dy_c/dt = dy_{ic}/dt - g_i \cdot \cos \lambda_i \cdot d\theta_{i1}/dt \quad (21)$$

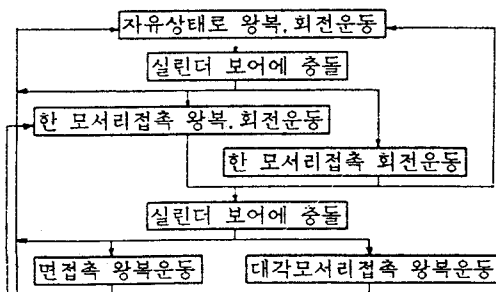
이므로 식 (8)의 미분형태와 식 (21)을 이용하여 충돌 후의 크랭크 회전속도  $d\theta_{2c}/dt$ 를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$d\theta_{2c}/dt = - \{ e \cdot dy_{ic}/dt + L_3 \cdot \cos \theta_3 \cdot d\theta_{3c}/dt + (s_4 \cdot \cos \theta_4 + g_i \cdot \cos \lambda_i) d\theta_{i1}/dt \} / r \cdot \cos \theta_2 \quad (22)$$

마찬가지로 위의 식들을 연립하여  $d\theta_{3c}/dt$ ,  $d\theta_{4c}/dt$ ,  $dx_{ic}/dt$ ,  $dy_{ic}/dt$ ,  $dx_{ic}/dt$ ,  $dy_{ic}/dt$ 들을 구하면 피스톤이 실린더 보어에 충돌 시의 운동에너지 손실을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{K.E. loss} = & \{ m_4 [(dx_{ic}/dt)^2 + (dy_{ic}/dt)^2 - (dx_{ic}/dt)^2 \\ & - (dy_{ic}/dt)^2] + m_3 [(dx_{3c}/dt)^2 + (dy_{3c}/dt)^2 - (dx_{3c}/dt)^2 \\ & - (dy_{3c}/dt)^2] + I_4 [(d\theta_{4c}/dt)^2 - (d\theta_{4c}/dt)^2] + I_3 [(d\theta_{3c}/dt)^2 \\ & - (d\theta_{3c}/dt)^2] + I_2 [(d\theta_{2c}/dt)^2 - (d\theta_{2c}/dt)^2] \} / 2 \quad (23) \end{aligned}$$

이 이외에 피스톤의 운동모드는 ①피스톤의 한 면이 실린더 보어와 접촉하고 왕복운동 ②피스톤의 한 모서리가 실린더 보어와 접촉하고 왕복, 회전운동 ③피스톤의 한 모서리가 실린더 보어와 접촉하고 회전운동 ④피스톤의 대각 모서리가 실린더 보어와 접촉하고 왕복운동과 같은 것들이 있고, 피스톤 모서리의 좌표, 피스톤이 실린더 보어에 충돌시의 충돌속도 그리고 피스톤과 실린더 보어 사이의 접촉력의 조건에 따라서 다음과 같이 연속적으로 운동을 계속한다.



### 3. 결과 및 고찰

Fig.5~Fig.9에는 6000rpm, 최대 파워 일 때 피스톤의 읍셋을 -1.5~1.5mm로 변화시킴에 따라 피스톤의 운동모드, 실린더 보어에서 피스톤에 수직방향으로 작용하는 수직력 그리고 이 힘에 의하여 생기는 마찰력이 나타나 있다.

일반적으로 피스톤의 속도는 상사점에서 0이 다가 상사점으로부터  $\pm 73^\circ$ 에서 최대가 된 후(본 엔진의 경우 6000rpm에서 약 28m/sec) 하사점에서 다시 0이 된다. 피스톤의 가속도는 상사점에서 최대이고(6000rpm에서 약 21.79km/sec<sup>2</sup>), 상사점으로부터  $73^\circ$ 에서 피스톤의 속도가 최대이므로 피스톤의 가속도는 0이 된다. 다시 피스톤이 실린더 보어를 따라 아래로 내려갈수록 피스톤의 가속도는 증가하고 하사점에서 최대가 된다.(6000rpm에서 약 11.72km/sec<sup>2</sup>)

흡입행정 초기에 피스톤이 실린더 보어를 따라 아래로 내려갈 때 피스톤의 가속도가 감소하여 관성력이 적어짐에 따라 피스톤의 엔티-트러스트 면이 실린더 보어에 접촉하게 된다. 얼마간 이런 운동을 계속하다가 피스톤의 가속도가 다시 증가하여 관성력이 커짐에 따라 피스톤의 트러스트 면이 실린더 보어에 접촉하여 운동을 계속한다. 압축행정에서도 흡입행정과 마찬가지로 피스톤의 가속도에 따른 관성력의 증감에 따라서 피스톤의 운동모드는 유사한 경향을 보인다. 팽창행정의 초기에는 흡입행정의 초기와 마찬가지로 관성력에 의하여 피스톤이 실린더 보어의 트러스트 면에서 엔티-트러스트 면으로 갈려고 한다. 이 때 연소압력이 관성력보다 지배적이므로 Z-축으로 회전력이 발생하여 피스톤은 실린더 보어의 트러스트 면에 붙어 운동을 계속하고, 팽창행정의 말기에는 연소압력이 거의 소멸되어 관성력이 지배적이므로 피스톤은 트러스트 면에 그대로 붙어 운동을 계속한다.

배기행정에서는 압축행정과 비슷한 운동모드를 보이며 연속적으로 위와 같은 운동사이클을 계속한다.

여기서 ①읍셋이 트러스트 방향으로 갈수록 압축행정의 초기에서 스커트의 상단부가 하단부

보다 먼저 기울어져 실린더 보어의 엔티-트러스트 면에 슬랩을 한다. 압축행정 말기에서는 스커트의 하단부가 상단부보다 먼저 기울어져 실린더 보어의 트러스트 면에 슬랩을 한 후 트러스트 면에 붙어 팽창행정의 말기까지 운동을 계속한다. 스커트의 상단부는 연소압력의 영향 때문에 팽창행정의 초기에 이르러서야 실린더

보어의 트러스트 면에 슬랩을 한 후 실린더 보어의 트러스트 면에 붙어 팽창행정의 말기까지 운동을 계속한다. 배기행정에서의 피스톤의 운동은 압축행정과 비슷하지만, 피스톤의 관성력에 의하여 스커트의 상단부가 배기행정의 말기에서 실린더 보어의 트러스트 면에 슬랩을 하는 것이 다르다.

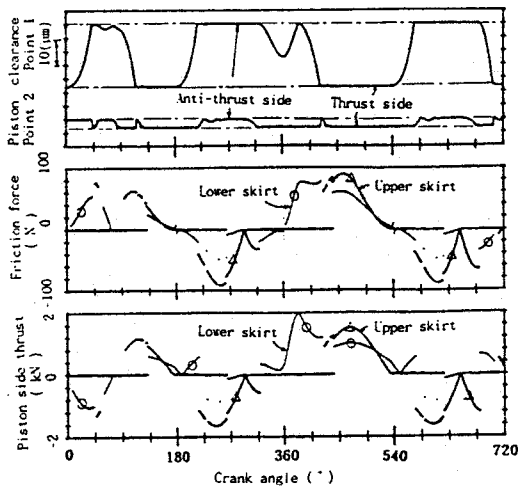


Fig. 5 Calculation of lateral movement, friction force, side thrust of piston at 6000rpm. Pin offset 1.5mm to thrust direction

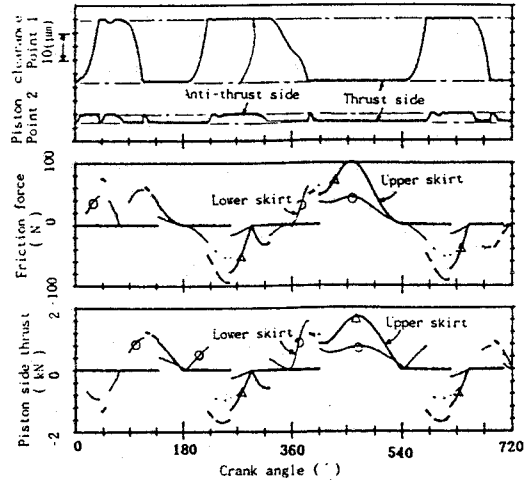


Fig. 7 Calculation of lateral movement, friction force, side thrust of piston at 6000rpm. Pin offset 0.5mm to thrust direction

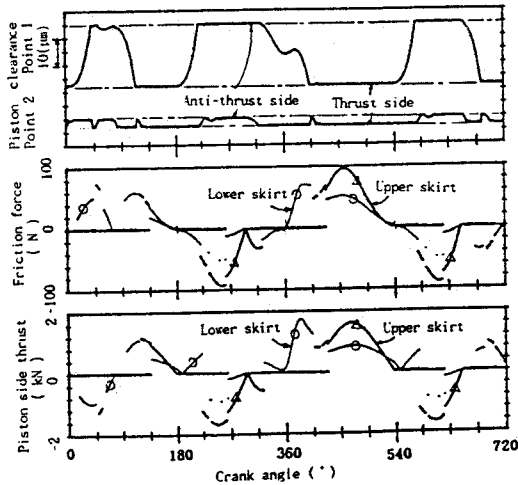


Fig. 6 Calculation of lateral movement, friction force, side thrust of piston at 6000rpm. Pin offset 1.0mm to thrust direction

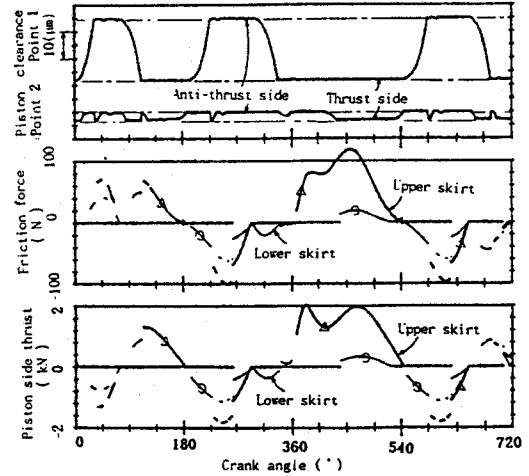


Fig. 8 Calculation of lateral movement, friction force, side thrust of piston at 6000rpm. Pin offset 1.0mm to anti-thrust direction

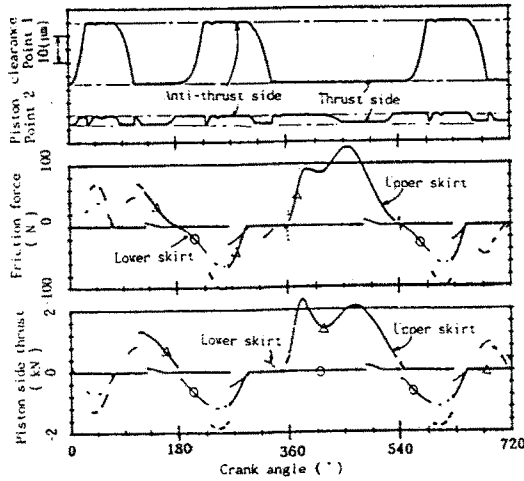


Fig.9 Calculation of lateral movement, friction force, side thrust of piston at 6000rpm. Pin offset 1.5mm to anti-thrust direction

그리고 읍셋이 트러스트 방향으로 갈수록 스킨트의 상단부와 하단부에서 받는 수직력이 비슷하여져 스킨트 전면에 걸쳐 균등한 힘을 받게 된다.

또한 행정전반에 걸쳐 스킨트의 상단부에서 받는 수직력이 하단부보다 크지만, 폭발상사점 직후 하단부의 트러스트 면에서 받는 수직력은 상단부의 트러스트 면에서 받는 수직력보다 더 크며 6000rpm에서 약 200kgf 정도이다.

② 읍셋이 엔티-트러스트 방향으로 갈수록 압축행정의 초기에서 스킨트의 하단부가 상단부보다 먼저 기울어져 실린더 보어의 엔티-트러스트 면에 슬랩을 한다. 압축행정의 말기에서는 스킨트의 상단부가 하단부보다 먼저 기울어져 실린더 보어의 트러스트 면에 슬랩을 한다. 이 때 스킨트의 하단부는 그 충격에 의하여 실린더 보어의 트러스트 면에 갔다가 피스톤의 관성력에 의하여 도로 실린더 보어의 엔티-트러스트 면에 와서 접촉을 유지하고, 팽창행정의 초기에 이르러서야 실린더 보어의 트러스트 면에 슬랩을 한 후 트러스트 면에 붙어 팽창행정의 말기까지 운동을 계속한다.

그리고 읍셋이 엔티-트러스트 방향으로 갈수록 팽창행정에서 스킨트의 하단부에서 받는 수

직력은 급격히 적어 지지만, 스킨트의 상단부에서 받는 수직력은 급격히 커져 스킨트에서 받는 대부분의 힘을 상단부에서 지지하며 폭발상사점 직후에서 최대가 된다.

피스톤 스킨트의 마찰력은 피스톤의 속도와 하중, 오일의 점도, 유막두께를 고려한 레이놀즈 방정식을 풀어 구하여야 정확하지만 여기서는 피스톤이 실린더 보어의 측면에서 받는 수직력에 Fig.2에서 주어지는 마찰계수를 곱하여 구하였다.

Fig.10에는 rpm 별로 콘-로드 대단부(Big-end)와 소단부(Small-end)에서 받는 힘과 크랭크-샤프트로 전달되는 토오크가 크랭크각도에 따라 나타나 있다. 일반적으로 폭발상사점 직후 피스톤의 관성력은 최대치에 이르고 X방향을 향하지만 연소압력은 -X방향을 향하므로 서로 상쇄된다.

콘-로드 소단부에서 지지하는 힘은 연소압력에 직접 영향을 받으며 폭발상사점 직후 연소압력이 최대가 될 때 가장 크다(6000rpm에서 약 2400kgf).

그리고 흡입, 배기행정에서 연소압력이 관성력보다 훨씬 적을 때 콘-로드 소단부에서 지지하는 힘은 피스톤의 관성력의 영향을 직접 받고 피스톤의 가속도가 0에 근접할 때 최소가 됨을 알 수 있다.

콘-로드 대단부에서 지지하는 힘은 ① 저속에서는 폭발상사점 직후 연소압력이 피스톤의 관성력보다 훨씬 크므로 연소압력에 따라 급격히 증가하여 최대가 된다(1500rpm에서 약 2270kgf).

② 고속에서는 폭발상사점에서 피스톤의 관성력의 영향에 의하여 급격히 감소하였다가 다시 증가한다. 그리고 연소압력이 최대일 때의 콘-로드 대단부에서 지지하는 힘은 엔진의 회전속도가 증가할수록 점차 감소한다. 6000rpm에서는 콘-로드 대단부에서 지지하는 힘은 연소압력이 최대일 때보다 폭발상사점을 제외한 상, 하사점에서 오히려 더 큼을 알 수 있다(6000rpm에서 약 1900kgf).

Fig.11에는 6000rpm에서 피스톤이 실린더 보어에 충돌할 때 부딪히기 직전의 피스톤의 충돌속도를 나타낸다.



피스톤이 실린더 보어 안에서 왕복운동 할때 관성력과 연소압력의 영향을 받아서 실린더 보어의 트러스트 면과 엔티-트러스트 면에 충돌하게 된다.

본 계산과정에서는 크랭크 각도를 0.05°씩 증가시키면서 피스톤의 운동을 연속적으로 해석하였으며, 피스톤이 실린더 보어에 충돌 할때 충돌속도가 1(mm/sec) 이하일 때 실린더 보어와 접촉하여 운동을 한다고 가정하였다.

여기서 스커트 하단부에서의 피스톤 간극이 상단부보다 적지만 스커트 하단부에서의 피스톤

의 충돌속도가 상단부보다 더 크며, 스커트 하단부가 상단부보다 실린더 보어에 더 많이 부딪힘을 알 수 있다. 그리고 팽창행정에서는 피스톤의 관성력과 연소압력이 서로 상쇄되므로 관성력만 작용하는 흡, 배기행정보다 충돌속도가 적으며 최대 충돌속도는 6000rpm에서 40cm/sec 정도이다.

Fig.12에는 6000rpm에서 피스톤이 실린더 보어에 충돌 할 때의 운동에너지 손실을 나타내며, 스커트 하단부는 상단부보다 실린더 보어에 더 많이 부딪치지만 4 행정 동안 스커트 하단부로 발산되는 운동에너지 손실의 합은 장성이 큰 상단부보다 더 적음을 알 수 있다.

Fig.13, Fig.14에는 5000, 6000rpm에서 단위시간당 운동에너지 손실에 대한 피스톤편 읍셋의 영향을 보여 준다. 여기서 읍셋을 트러스트 방향으로 줄수록 피스톤의 엔티-트러스트 면보다 트러스트 면의 운동에너지 손실이 상대적으로 더 커지며, 읍셋을 엔티-트러스트 방향으로 줄수록 트러스트 면보다 엔티-트러스트 면의 운동에너지 손실이 더 커진다.

또한 스커트 하단부보다 상단부의 운동에너지 손실이 항상 더 크므로 읍셋이 트러스트 방향일 때 트러스트 방향의 스커트 상단부의 운동에너지 손실이 가장 크다. 5000rpm에서는 운동에너지 손실에 대한 읍셋의 영향이 별로 보이지 않다가 6000rpm에서 읍셋이 트러스트 방향으로 0.5mm

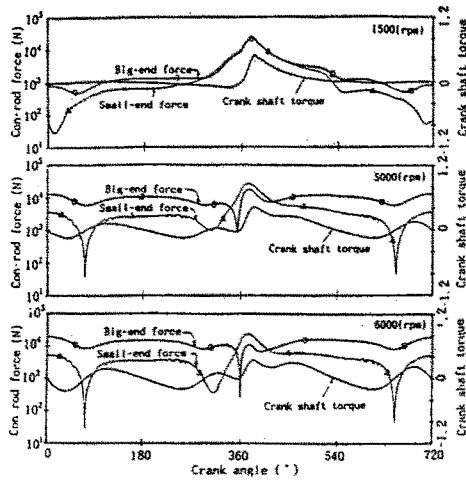


Fig.10 Calculation of con-rod force and crank shaft torque at different engine speed

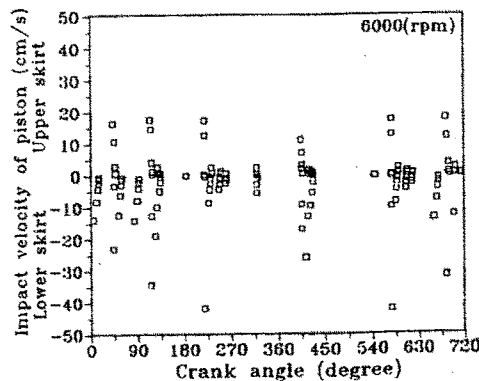


Fig.11 Impact velocity of piston vs. crank angle

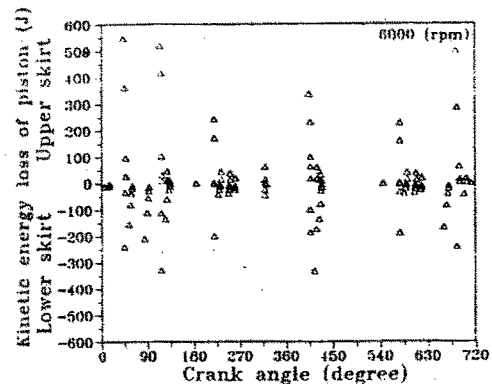


Fig.12 Kinetic energy loss of piston vs. crank angle

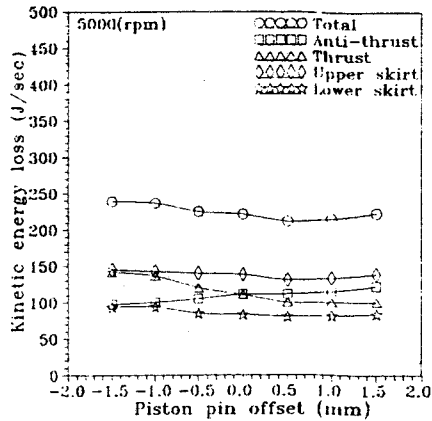


Fig.13 Kinetic energy loss vs. piston pin offset

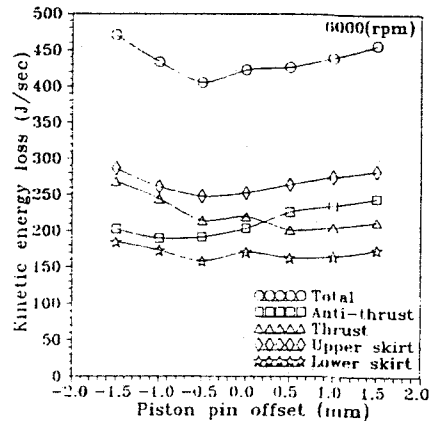


Fig.14 Kinetic energy loss vs. piston pin offset

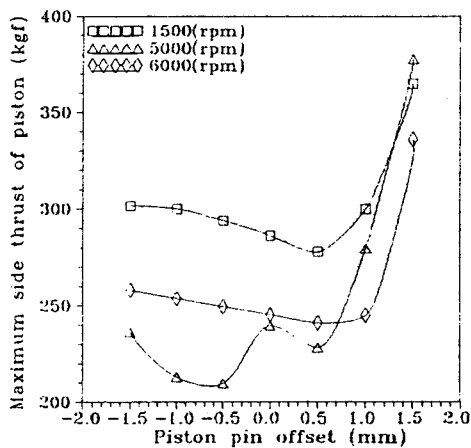


Fig.15 Maximum side thrust of piston vs. piston pin offset

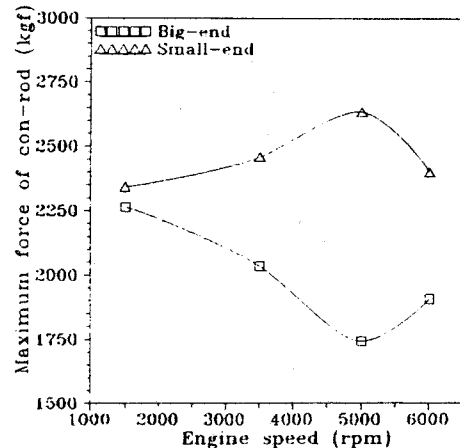


Fig.16 Maximum force of con-rod at different engine speed

정도 준 경우의 운동에너지 손실이 가장 적다. 그리고 읍셋이 트러스트 방향으로 1.0mm 일 때 6000rpm에서의 운동에너지 손실이 5000rpm보다 약 1.8배 정도 크다.

Fig.5~Fig.9에서 알 수 있듯이 읍셋이 엔티-트러스트 방향인 경우와 트러스트 방향으로 0.5 mm까지는 피스톤 측면이 실린더 보어에서 받는 최대수직력이 스커트 상단부에서 발생한다. 그리고 읍셋이 트러스트 방향으로 1.0mm 이상일 때는 폭발상사점 직후 스커트 하단부에서 최대 수직력을 받는다.

Fig.15에는 피스톤이 실린더 보어에 부딪힐 때 피스톤 핀의 읍셋에 따라 피스톤 스커트가 받는 최대 수직력을 보여 주며, 이 힘의 크기에 따라 스커트의 최대 마찰력의 세기가 결정된다.

여기서 1500rpm의 저속인 경우가 5000, 6000 rpm의 고속인 경우보다 스커트가 받는 최대 수직력이 더 크다. 왜냐하면 X-방향으로 작용하는 연소압력은 피스톤 스커트가 받는 Y-방향의 최대 수직력에 큰 방향을 미치지 못하고, 고속에서는 관성력이 연소압력에 의하여 상쇄되기 때문이다.

이상의 결과로부터 읍셋을 엔티-트러스트 방향으로 주면 스커트의 상단부에서 거의 모든 힘을 지지하고, 스커트 상단부에서는 연소가스에 의하여 온도가 높으므로 오일의 점성이 적어 지고 피스톤과 실린더 라이너가 직접적인 접촉을 하게 되어 마모를 크게 하므로 피하여야 한다. 즉 운동에너지 손실의 측면에서 보면 읍셋을 트러스트 방향으로 0.5mm 정도 준 경우가 유리하지만, 읍셋이 트러스트 방향으로 1.0mm인 경우는 스커트 하단부에서 최대 수직력을 받으므로 스커트의 마모면에서 유리하다.

Fig.16에는 rpm별로 콘-로드의 대단부와 소단부에서 받는 최대 힘이 나타나 있으며, 연소압력의 영향을 직접 받는 소단부가 받는 힘이 대단부보다 크다. 그리고 최대 토오크, 5000rpm에서 콘-로드 소단부가 받는 최대 힘이 2600kgf 정도로 가장 크며, 대단부가 받는 힘은 가장 적다.

왜냐하면 Fig.3에서 알 수 있듯이 5000rpm에서의 연소압력은 6000rpm일 때와 거의 동일한데 5000rpm에서의 피스톤의 관성력은 6000rpm보다 적으므로 폭발상사점 직후 연소압력을 적게 상쇄시키기 때문이다.

#### 4. 결 론

B-가솔린기관에서 2-자유도 피스톤 운동에 관한 수학적 모델을 설정하여 해석해 본 연구의 결과로 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 운동에너지 손실의 측면에서 보면 읍셋을 트러스트 방향으로 0.5mm 정도 준 경우가 유리하지만, 읍셋이 트러스트 방향으로 1.0mm인 경우는 스커트 하단부에서 최대 수직력을 받으므로 스커트의 마모면에서 유리하다.
- 2) 스커트 하단부는 상단부보다 실린더 보어에 더 많이 부딪치지만 4 행정동안 하단부로 발산되는 운동에너지 손실의 합은 상단부보다 적으며, 실린더 보어에 수직방향으로 부딪치는 피스톤의 최대 충돌속도는 6000rpm에서 40cm/sec 정도이다.
- 3) 읍셋을 트러스트 방향으로 줄 때 트러스트

방향의 스커트 상단부의 운동에너지 손실이 가장 크다.

- 4) 콘-로드 소단부에서 지지하는 힘은 연소압력에 직접 영향을 받아 폭발상사점 부근에서 급격히 증가하며 5000rpm에서 2600kgf 정도로 가장 크다.

#### 참 고 문 헌

1. Fawcett, J.N. and Wilson, R., 1971, "Guide-Reaction Forces in Slider Crank Mechanisms", Conference Mechanisms 71, IMech.E. London.
2. Wilson, R., 1971, "The Dynamics of the Slider Crank Mechanism with Clearance in the Sliding Bearing", ph.D.Thesis, University of Newcastle upon Tyne.
3. Wilson, R. and Fawcett, J.N., 1974, "Dynamics of the Slider Crank Mechanism with Clearance in the Slider Bearing, "Mechanism and Machine Theory, Vol.9, pp.61~80.
4. Laws, A.M. and Parker, D.A. and Turner, B., 1973, "Piston Movement in the Diesel Engine", Paper No.33, CIMAC Conference, Washington D.C.
5. Bishop, G.R. and Leavitt, A.H., 1975, "Performance Simulation of a Diesel Piston and Ring System", Paper 750768 presented at SAE, pp.1834~1842.
6. Munro, R. and Parker, A., 1975, "Transverse Movement Analysis and Its Influence on Diesel Piston Design", Paper 750800 presented at SAE, pp.2002~2013.
7. Haddad, S.D. and Howard D.A., 1980, "Analysis of Piston Slap-Induced Noise and Assessment of Some Methods of Control in Diesel Engines", Paper 800517 presented at SAE, pp.1997~2008.
8. Furuhashi, S. and Hirukawa, K., 1983, "Piston Slap Motion and Engine Noise under Low Temperature Idling Operation of Diesel Engine", Paper 830066 presented at SAE, pp.173~186.
9. Hamilton, H.M. and Charles, F.R., 1987, "Me-

chanisms and Dynamics of Machinery”, John Wiley & Sons. Inc., pp.440~441.

10. Tschöke, H. and Essers, U., 1983, “The Influence of Piston and Connecting Rod Friction on Transverse Piston Movement, “Translation 31/83, The Motor Industry Research Association, Watling Street, Nuneaton, Warwickshire.