패드식 피스톤의 특성 해석에 관한 연구

Analaysis of the Characteristics of the Low Friction Pad Type Piston

김희봉* • 김청균**

*현대자동차 승용제품개발연구소, **홍익대학교 트라이볼로지 연구센터

1. 서 론

피스톤 형상에 관한 연구는 엔진의 열효율을 상승시키는데 중점을 두었으나 캘리포니아주의 환경 관련 법안을 계기로 공해 물질의 배출을 줄이는 방향으로 연구가 이루어지고 있다. 즉, 실린더내의 최고 온도와 압력을 적정한 수준에서 조절하여 공해물질의 방출을 극소화시키면서 열효율을 높힐 수 있는 방안에 대한 연구를 많이 진행하고 있다.

대체 연료의 개발, 연소 메카니즘의 이상적인 재구성, 손실 에너지의 최소화 방법 등의 대책이 제시되고 있으며, 이중에서 피스톤 형상의 최적화 설계, 고성능 윤활유 개발 등은 비교적 용이하게 기계적인 마찰 손실 에너지를 감소시킬 수 있다는 점에서 유리하다. 특히 피스톤의 형상설계는 이론적 근거를 제시하기가 용이하지는 않지만 실험과 컴퓨터 시뮬레이션을 병행한 결과 획기적인 피스톤 형상을 제공하였다. 피스톤의 질량을 감소시키고 접촉면적을 줄이면서 열효율을 향상시킬 수 있는 피스톤의 형상에 관한 연구는[1] X 피스톤, 2링 피스톤, 저마찰 패드식 피스톤[2] 등이 있다.

저마찰 패드식 피스톤은 영국 AE사에서 실용화에 성공하였고, 기존의 피스톤에 비하여 출력 증대, 연비 향상, 배기가스 감소에 효과가 있는 것으로 알려졌다.

피스톤-실린더 계는 내연기관의 핵심을 이루는 부분으로 이곳에서 발생하는 마찰손실은 엔진 전체 마찰 손실의 약 30~40%에[3] 달한다. 이곳에서의 마찰손실은 피스톤 링에 의한 손실과 피스톤 스커츠에 의한 손실로 나누어질 수 있고, 피스톤 링에 의한 손실은 링의 장력과 두께 및 연소가스의 폭발압력에 의하여 결정되고, 스커츠에 의한 손실은 피스톤의 관성력, 커넥팅 로드의 길이, 보어의 크기, 간극 등에 의하여 커다란 영향을 받는다.[4]

본 논문은 유한요소법을 이용하여 저마찰 패드식 피스톤에 대한 트라이볼로지적 해석으로 피스톤의 편심에 따른 압력 분포도 해석, 마찰력과 피스톤의 동특성에 대하여 알아보고자 한다. 이들을 해석하기 위한 가장 중요한 역학적 상태량은 피스톤 표면의 압력 분포와 피스톤의 편심량이며 특히, 압력 분포 해석은 피스톤의 유막 설계시 기본이 된다.

2. 패드식 피스톤 해석

최근에 개발된 피스톤의 특징은 피스톤 스커츠 길이의 단축과 피스톤 링의 장력 감소에 있다.[5] 스커츠 길이의 단축은 마찰 접촉면적과 피스톤의 질량을 줄일 수 있으며 접촉면적의 감소는 기계적 마찰손실을 감소시키나 국부적인 접촉면압을 증가시켜 마찰열을 집중하게 한다. 그러나 패드식 피스톤은 상사점에서 피스톤의 동적 불안정성을 감소시키며, 피스톤의 질량 감소는 관성력을 줄여 주기 때문에 피스톤의 운동에 유연성을 높혀준다. 피스톤의 짧은 스커츠는 실린더 내에서 피스톤의 횡방향으

로의 운동 폭을 크게하고 피스톤 핀에 대한 회전 각도를 커지게 하여 동적 안정성에 나쁜 영향을 미치며 가스누설(Blow-by) 현상을 심화시킨다. 특히 폭발행정에서 피스톤이 실린더에 충돌하는 현상이 자주 일어나 실린더 라이너의 상부 손상이 커지게 한다. 따라서 스커츠의 길이를 줄이는 효과를 가지면서 피스톤의 움직임에 영향을 주지 않는 피스톤의 개발 필요성이 제기된다.

Fig. 1은 패드식 피스톤을 보여주고 있는 것으로 피스톤 핀의 축과 직각인 방향으로 대칭이 되게 양쪽 면에 각각 3~5개의 패드를 설치하며, 이들 패드는 상호간에 간섭을 주지 않는 충분한 거리에 위치하도록 설계하여야 한다. 패드는 피스톤 표면에서 돌출되어 있으므로 크랭크 축이 회전운동을 할 때 발생하는 스러스트 방향의 측압력을 직접 받는다. 통상의 패드는 피스톤 표면에서 25~35μm 정도 돌출되어 있고, 패드 자체는 패드의 모서리보다 중심 부분에서 0~10μm 정도 더 높으나 패드에서의 유막 두께, 하중 등의 사용 조건에 따라서 적절히 설계될 수 있다. 스커츠 부분의 패드 위치와 수는 폭 넓게 선택될 수 있으나 가장 유용한 설계는 스커츠의 상부에 2개, 하부에 1개를 설치하고 있다.[6]

본 논문에서 해석하려는 저마찰 패드식 피스톤은 영국 AE사의 MK-V형이다. 이 모델의 패드 설치 형태는 양쪽에 3개씩 모두 6개로 되어 있고, 하부 패드의 위치는 편심되는 축선에 일치한다. 피스톤의 주요 제원은 Table 1과 같고, 운전 조건으로 크랭크 축의 분당 회전수는 3000rpm, 사용온도는 150℃를 기준으로 하였다. 패드의 면적은 모두 431mm^{2}로 전체 피스톤 스커츠의 접촉면적은 약 25%이고, 각 패드의 높이는 25μm이다. 각 패드는 1° 미만의 무시할만한 기울기로 돌출되어 있으며 피스톤 링, 보어의 크기와 피스톤 어셈블리의 질량 등은 임의로 정할 수 있다.[7]

2.1 레이놀즈 방정식

패드식 피스톤의 경우 패드가 있는 부분에서 간극이 비연속적이기 때문에 유한요소는 피스톤 표면의 기하학적인 형상을 고려하여 분할되어야 한다.

패드식 피스톤을 유한요소법으로 해석하기 위하여 Fig. 2와 같이 요소를 분할하였고, 피스톤이 횡방향으로 편심운동을 하면 피스톤 표면의 압력분포 형태는 대칭적으로 나타나기 때문에 한쪽만을 해석하였다. 이 그림은 양분된 피스톤을 펼친 것으로 유막의 두께가 대단히 작아 레이놀즈 방정식에서 피스톤의 반경방향 길이와 곡률의 영향을 무시할 수 있으므로 피스톤은 슬라이더 베어링의 형태로 해석될 수 있다. 패드식 피스톤의 접촉면압을 해석하기 위한 일반적인 레이놀즈 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{h^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial y}\right) = 6\left(u\frac{\partial h}{\partial x}+v\frac{\partial h}{\partial y}\right)+12w \tag{1}$$

이 식에서 피스톤에 편심이 없다면 원주방향의 속도성분 v와 반경방향의 속도성분 w는 무시될 수 있으므로 유막의 두께 변화를 나타내는 x 방향만을 고려한다.

피스톤의 상하 왕복운동을 x좌표로 잡고, 상사점을 원점으로 취하면 피스톤의 변위, 속도, 가속도는 다음과 같이 표현된다.

$$x = r\left[(1-\cos\theta)+\frac{1}{4\lambda}(1-\cos 2\theta)\right] \tag{2}$$

$$u = r\omega\left(\sin\theta+\frac{1}{2\lambda}\sin 2\theta\right) \tag{3}$$

$$a = r\omega^2\left(\cos\theta+\frac{1}{\lambda}\cos 2\theta\right) \tag{4}$$

여기서 $\lambda = s / r$, $\sin\alpha = 1/\lambda \sin\theta$, $\theta = \pi N/30$를 각각 나타낸다.

Fig. 3에서 피스톤의 횡방향 운동은 피스톤 핀의 축과 직각인 방향으로 일어난다. 피스톤의 스러스트 방향에서의 각도를 나타내는 ϕ = 0°일 때 피스톤 반경방향의 상대 속도 w_o는 다음과 같이 표현된다.

$$w_o = u \tan\alpha \tag{5}$$

또한 피스톤 표면의 반경방향 속도와 원주방향의 접선 속도 즉, y방향의 상대 속도는 다음과 같이 된다.

$$w = w_o \cos\phi \tag{6}$$

$$v = w_o \sin\phi \tag{7}$$

여기서 편심이 없다고 가정하면 원주방향 속도 v와 반경방향의 속도 w는 무시될 수 있으므로, 유막의 두께 변화는 x방향만 고려하여도 된다. 그러나 반경방향 속도성분 w는 유막의 두께 변화 속도와 크기는 같고 방향이 반대이다. 즉,

$$w = -\frac{\partial h}{\partial t} \tag{8}$$

이 식은 피스톤의 편심 운동도 유막의 두께에 영향을 주고 있음을 나타낸다.

피스톤과 실린더 사이의 반경방향 평균간극 C와 피스톤 표면의 유막 두께 h는 다음의 식으로 각각 표현된다. 즉,

$$C = \frac{1}{2}(D - B) \tag{9}$$

$$h = C - h_{ey} - h_e \tag{10}$$

여기서 h_{ey}는 편심이 일어날 경우 y방향의 유막 두께의 변화량이고, h_e는 패드가 피스톤 표면으로 부터 국부적으로 돌출한 양을 각각 나타낸다. 이 식에 의하면 피스톤에 편심이 일어날 경우 유막의 두께 h는 피스톤의 원주 방향 y에 따라서 변화됨을 의미한다.

피스톤이 스러스트 방향으로 e만큼 움직였을 때의 편심량을 +e, 원주방향의 각도를 ϕ라고 하면

$$h_{ey} = e\cos\phi \tag{11}$$

이고, h_e는 패드의 위치에 따라 다르다. 또한 편심량의 간격 변화량은 $\pm(C - h_m - h_e^*)$로 표현될 수 있다. 여기서 최소 유막 두께를 나타내는 h_m은 약 1~2μm 정도로 피스톤과 실린더가 탄성변형을 하더래도 일정하게 유지되는 양으로 알려져 있다. h_e^*는 ϕ=0° 또는 ϕ=180°에서 가장 큰 h_e이며, 패드의 높이 25μm와 같다.

Fig. 3에서 ϕ = 0°일 때의 유막 두께 h_o는 다음의 식으로 표현된다.

$$h_o = C - e - h_e^* \tag{12}$$

2.2 연소실 압력

유막에 작용하는 외부압력은 연소실 압력, 크랭크실 압력, 피스톤 핀의 내부압력 등이 있다. 연소실 압력은 경계 조건의 일부로써 피스톤링의 간극에 작용하는 압력과 같다.

Boedo와 Booker에[8,9] 의하여 제시된 연소실 압력은 Fig. 4와 같이 주어지는데, 본 연구에서는 이들의 결과를 이용하여 연소실내의 경계조건으로 이용하였다. Fig. 4의 연구결과를 간편하게 사용하기 위한 방정식을 크랭크 축의 회전각도에 대한 연소실 압력 p_c를 최대압력 p_{max}의 무차원 방정식으로 표현하면 다음과 같은 지수함수의 형태로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
\frac{p_c}{p_{max}} &= 1.8\,EXP[-0.039(-\theta + 30)] && 0° < \theta \le 15° \\
&= 1.8\,EXP[-0.039\theta] && 15° < \theta \le 180° \\
&= 1.8\,EXP[-0.039(30 - (\theta - 720))] && 570° < \theta \le 720°
\end{aligned} \tag{13}$$

여기서 얻어진 무차원 압력은 게이지 압력이고, 180°<θ≤570°일 때는 대기압과 같다고 보아 0이라고 할 수 있다.

2.3 힘의 평형

피스톤-실린더 사이에 유막이 잘 형성되어 유체마찰이 일어나는 경우 피스톤의 운동을 방해하는 단위면적 당의 마찰력 크기는 레이놀즈 방정식의 압력분포도로 부터 구하면 다음과 같다.

$$\tau_x = \frac{h}{2}\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta}{h}u \qquad (14a)$$

$$\tau_y = \frac{h}{2}\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\eta}{h}v \qquad (14b)$$

이들 식으로 부터 x, y 방향의 마찰 전단력은 다음과 같다.

$$F_{fx} = \int_A \tau_x dA \qquad (15a)$$

$$F_{fy} = \int_A \tau_y dA \qquad (15b)$$

피스톤에 작용하는 힘 중에서 또 다른 중요한 힘은 피스톤 질량에 의한 관성력이다. 피스톤, 피스톤 핀, 피스톤 링, 커넥팅 로드의 소단부 질량을 포함한 피스톤 어셈블리의 전체 질량을 m이라고 하면 x방향의 합력은 다음과 같다.

$$F_x = F_c\cos\alpha = -ma + \frac{\pi B^2}{4}(p_c - p_o) - F_{fx} \qquad (16)$$

여기서 마찰력이 음인 것은 피스톤의 운동방향에 반대로 작용하기 때문이고, F_c는 커넥팅 로드에 걸리는 힘, p_o는 대기압이다.

토오크 T는 x방향의 힘 F_x와 크랭크의 반경 r의 함수로 주어진다. 즉,

$$T = rF_x\left(\sin\theta + \frac{1}{2\lambda}\sin 2\theta\right) \qquad (17)$$

관성력을 무시할 경우 y방향의 힘 F_y는 마찰력이 유일하다.

$$F_y = F_{fy} \qquad (18)$$

횡방향의 힘 F_t는 F_y의 횡방향 성분과 반경방향으로 구하여진 압력에 의존한다. 즉,

$$F_t = pA\cos\phi - F_y\sin\phi \qquad (19)$$

이 힘을 x방향의 힘으로 표시하면 다음과 같다.

$$F_t = F_x\tan\alpha \qquad (20)$$

레이놀즈 방정식을 해석하는데 가정한 유막의 두께는 식 (20)에서 오차를 최소화하는 값에서 옳다고 인정되며, 여기서 얻을 수 있는 모든 값들은 $\Delta\theta$ 후의 해와 근접한 값들이 된다.

대단히 작은 간극에서 발생되는 유막의 압력은 피스톤과 실린더의 접촉부를 탄성변형시키기에 충분할 정도로 크다. 따라서 최소 유막 두께와 편심량은 평형 방정식에서 탄성변형을 고려해야 정확한 값을 구할 수 있으나 최소 유막 두께는 적어도 1μm 정도로 미리 정해져 있다. 즉, 힘의 평형 방정식에서 얻을 수 있는 최소 유막 두께가 1μm 보다 작은 경우 편심량은 이보다 더 크게 수정되어야 한다.

2.4 유한요소 방정식

식 (1)의 레이놀즈 방정식을 단순화하면 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k\frac{\partial p}{\partial y}\right) + Q = 0 \quad \text{체적안에서} \qquad (21a)$$

$$k\frac{\partial p}{\partial n} - q = 0 \quad \text{억제가능 경계상에} \qquad (21b)$$

$$p = p_b \quad \text{필수경계상에서} \qquad (21c)$$

여기서 n방향은 법선방향을 의미하므로 y방향이다. p_b는 유한요소 방정식에서 미리 정해지거나 또는 꼭 만족시켜야 할 경계값으로서 연소실 압력, 크랭크실 압력, 피스톤 핀 내부의 압력에 해당한다.

피스톤이 ϕ=0°과 ϕ=180°에서 절단되었다고 가정을 하였으므로 이 경계면에서 y방향으로의 압력변화는 없다. 즉,

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad \text{억제가능 경계상에서} \qquad (22)$$

레이놀즈 방정식에 대응하는 범함수 J는 영역 변수 p와 이것의 도함수로 표시된다.

$$J = \int_v [\frac{1}{2} k(\frac{\partial p}{\partial x})^2 + \frac{1}{2} k(\frac{\partial p}{\partial x})^2 - Qp] dv \quad (23)$$

요소의 형상함수를 N_i이라 하면 요소내의 압력에 대한 근사함수는 다음과 같다.

$$p = \Sigma N_i p_i \quad 단, i=1, 2, 3 \quad (24)$$

변분이론(Functional Theory)을 적용시키고, 레이놀즈 방정식에 등가(Duality)인 유한요소 방정식을 구하면

$$[\int_v k(\frac{\partial N_i}{\partial x}\frac{\partial N_j}{\partial x} + \frac{\partial N_i}{\partial y}\frac{\partial N_j}{\partial y}) dv] p_i = \int_v Q N_j dv \quad (25)$$

또는

$$[K]\{p_i\} = \{F_i\} \quad (26)$$

이다. 여기서 [K]는 강성행렬(Stiffness Matrix), $\{p_i\}$는 절점에서의 압력벡터, $\{F_i\}$는 입력벡터(Force Vector)이고, 다음과 같이 표시된다.

$$[K] = \int_v k(\frac{\partial N_i}{\partial x}\frac{\partial N_j}{\partial x} + \frac{\partial N_i}{\partial y}\frac{\partial N_j}{\partial y}) dv \quad (27a)$$

$$\{F_i\} = \int_v Q N_j dv \quad (27b)$$

3. 결과 및 고찰

3.1 편심량

피스톤의 횡방향 운동은 편심량에 의하여 좌우된다. 패드가 없는 보통의 피스톤은 팽창행정에서 실린더 라이너에 충돌하는 경향을 보인다. 이것은 연소실 내의 압력이 급격히 상승함에 따라서 x방향의 힘이 식 (20)에서 피스톤의 횡방향으로 충격력을 가하기 때문이다. 이것을 해결하기 위해서는 오프셋을 설정함으로써 충돌 에너지를 줄이는 방법이 있으나 충분하지는 않다. 그러나 패드식 피스톤은 연소실 내의 압력에 따라 패드에서의 압력이 국부적으로 매우 커지므로 연소실 내의 압력이 클수록 피스톤을 안정시킨다. 이것은 실린더 라이너와 패드사이의 간극이 다른 부분의 간극에 비하여 매우 작으므로 큰 압력을 발생시켜 연소실 내의 압력으로 인한 가로 방향의 힘에 반대로 작용하기 때문이다.

Fig. 5는 크랭크 축의 회전각도에 대한 편심량의 변화를 보여주고 있다. 스러스트 방향으로 피스톤이 e만큼 움직이면 편심량을 +e라고 정하였으므로 각 행정의 중간 부근에서 피스톤은 반대방향으로 움직이고, 행정의 끝에서 급격히 원래의 위치로 돌아옴을 알 수 있다. 폭발행정의 경우 피스톤 상부에서는 연소실 내부의 압력이 가해지므로 피스톤은 안정되어 비교적 편심량이 작고 각 행정 전반부의 가로 편심운동은 후반부의 운동보다 느슨하게 움직인다.

3.2 피스톤 표면의 압력 분포

패드식 피스톤의 압력분포는 피스톤 링과 피스톤 핀의 형상보다 패드의 모양에 따라서 크게 변화한다. Fig. 1에서 보는 바와 같이 상부패드는 하부 패드보다 연소실에 가까이 있고, 패드 2개가 인접해 있으며 피스톤 링의 바로 아래에 위치하고 있으므로 일반적으로 이곳에서의 압력 변화가 크다.

Fig. 6은 피스톤이 편심되지 않았다고 가정할 경우 크랭크 축의 회전각도에 대한 피스톤 표면의 압력분포를 보여주고 있다. 이 그림에서 중앙은 피스톤 핀의 위치를, 좌우 하단부에서 압력이 변화하는 부분은 하부패드가 설치한 위치를, 그 위에서 변화하는 압력의 형태는 상부패드가 설치된 위치를 각각 나타낸다. 좌우 방향은 y방향이고 가정에 의하여 압력 분포는 대칭으로 나타나며 어느 경우에서나 패드가 위치한 곳에서의 압력이 크게 나타난다. 하부 패드의 경우 패드 자체를 제외하고는 주위의 압력분포에 영향을 줄만한 요소가 없으므로 명확하게 패드에서 압력이 상승함을 보여준다.

Fig. 6(a)에서 연소실 부근의 압력이 x방향을 따라서 급격히 떨어진 것은 피스톤의 압축 링

에 의하여 연소실 내부의 압력이 차단되었기 때문이며, 가운데 부분의 압력이 주위에 비하여 작은 것은 피스톤 핀 내부의 압력을 대기압으로 가정하였고 패드와는 비교적 멀어져 있기 때문이다. 크랭크 축의 각도가 0°에서 증가함에 따라서 압력분포는 연소실 내의 압력이 점차 약화되고, 패드에 의한 유막의 동적압력이 증대되기 때문에 패드의 영향이 크게 된다. 예를 들면 θ=75°일 때의 피스톤 속도는 최대이며, 상부 패드 부근에서의 압력이 매우 크게 발생된다. 또한 피스톤이 하사점, 즉 θ=180°에 가까와지면 피스톤의 속도가 0에 접근하게 되고 연소실 내의 압력도 대기압이 되므로 피스톤 표면의 압력은 위치에 따라 0.1atm 정도의 편차를 가지고 대기압에 접근한다.

Fig. 7은 피스톤의 편심량 변화에 따른 압력변화를 보여주는 것으로 크랭크 축의 각도를 90°로 고정시킨 상태에서 편심량을 +2μm에서 -8μm까지 변화시켰다. 편심량이 커지면 패드 부근에서의 압력은 대단히 증가함을 보여주고 있다. 편심이 없을 때는 Fig. 6에서 보여주고 있는 것 처럼 압력이 대칭적으로 분포하나, 편심이 있는 경우에는 비대칭적으로 압력이 분포하고 있다. 피스톤의 편심량 증가는 피스톤 표면에서의 압력이 특히 패드면에서 비대칭적으로 더욱 증가되면서 피스톤의 횡방향 동적 불안정성을 크게 증가시킨다. 이와 같은 현상은 결국 연소실내의 가스가 크랭크 내부로 유입되는 블로바이 현상을 일으키게 되어 출력을 크게 떨어지는 결과를 초래하게 된다.

3.3 패드의 압력분포

Fig. 8은 크랭크 축의 회전각도에 따른 패드 중앙 부근에서의 압력을 연소실 내부의 최대압력으로 무차원화하여 표시한 것이다. 패드는 스러스트 방향의 것이며 반대방향의 패드는 편심량의 부호가 반대의 경우와 압력이 같다. 이 그림에서 의하면 상부 패드의 압력이 하부 패드의 압력보다 약 3배 정도 더 높고, θ=0°를 제외한 상태에서 상사점과 하사점에서 압력은 대기압에 접근함을 알 수 있다.

크랭크 축의 회전각도가 0° 또는 720°에 가까울수록 패드는 모두 연소실 내부압력의 영향을 받게된다. 이러한 경향은 편심량이 -9μm일 때 즉, 간극이 클수록 더욱 명확하게 나타난다. 그러나 간극이 작으면 국부적인 압력은 커질 수 밖에 없으며 연소실 내부의 압력은 무시할 정도로 작아진다. 그리고 각 행정의 중간 부근에서는 피스톤의 속도가 높으므로 유막압력도 커지게 되며 전체적인 그림의 모양은 피스톤의 속도모양과 유사하다.

Fig. 8(b)에서 180°<θ≤360°와 540°<θ≤720° 구간에서의 압력분포는 특히 차이를 보여주고 있다. 하부 패드의 경우 Fig. 1에서 크랭크실에 연한 램프의 기울기는 다른 부분의 램프 기울기보다 1/2 정도로 작다. 따라서 하사점에서 상사점으로 피스톤이 움직이는 배기행정과 압축행정에서는 x방향의 유막 두께 구배가 작으므로 압력이 작게 나타난다.

3.4 마찰력

Fig. 9(a)는 크랭크 각도에 대한 x방향의 마찰력을 보여주고 있다. θ=15°에서의 마찰력은 국부적으로 변곡점을 나타나는데 가지며 이것은 피스톤내의 압력이 이 곳에서 최대가 되기 때문이다. 또한 θ=75°에서의 피스톤 속도가 최대이므로 변곡점이 나타나며 전체적인 모양은 피스톤의 속도 모양과 비슷하다.

편심량이 작으면 마찰력은 별 차이가 없으나 e=+8μm 부근에서 갑자기 마찰력이 커진다.

Fig. 9(b)는 크랭크 축의 회전각도가 90°인 상태에서 편심량에 대한 x방향의 마찰력을 보여주고 있다. 편심량의 부호는 편의에 따라 임의로 붙인 것에 불과하므로 편심량의 절대값에 따라 마찰력이 결정된다. 이 결과에 의하면 피스톤에서의 편심량 증가는 마찰 에너지가 크게 상승하는 것으로 나타나기 때문에 피스톤에서의 편심량은 패드 설치시 대단히 중요한 사항이다.

Fig. 9(c)는 패드식 피스톤과 패드가 없는 피스톤과의 마찰력을 비교한 것이다. 피스톤이 거의 전 행정에 걸쳐서 실린더의 한쪽 벽에 붙어 운동한다고 가정을 하면 같은 재원을 갖는 피스톤이라도 패드의 유무에 따라 편심량은 다르다. 이것의 차이는 패드의 돌출량과 같으며 그림에서 패드식 피스톤이 통상의 피스톤보다 성능에서 우수함을 볼 수 있다. θ=90° 부근에서 마찰력은 약 40% 정도로 감소하여 출력의 증대에 이바지하게 된다.

3.5 x방향의 힘

피스톤이 커넥팅 로드에 가하는 힘은 관성력, 연소실 압력, x방향의 마찰력 등이 있다. 대체적으로 패드식 피스톤의 마찰력은 Fig. 10에서 보여주고 있는 것 처럼 다른 힘에 비하여 매우 작고 편심의 영향도 적게 받는다.

θ=360° 부근에서 피스톤 가속도의 절대값은 매우 크고 연소실 내부의 압력은 없으며 피스톤의 속도가 작기 때문에 마찰력도 작게 되어 x방향의 힘으로는 유일하게 관성력이 존재하게 된다. 이 힘은 엔진의 출력을 저하시키는 하나 그다지 크지는 않다. 반면에 θ=15° 근처에서는 연소실 내의 압력이 강하게 작용하므로 x방향의 힘은 Fig. 4의 연소실 내부 압력과 유사한 모양을 보인다.

3.6 출 력

Fig. 11(a)는 크랭크 각도에 대한 순간 토오크 변화를 보여준다. 토오크는 x방향의 힘과 크랭크의 반경에 의존하며 연소실 내의 압력에 비례한다. 여기서 편심에 의한 영향은 무시하였으며, 패드식 피스톤의 경우 마찰력은 매우 작아 출력에 별다른 영향을 미치지 않는다. 상사점과 하사점에서는 토오크가 0이 되며, 180° <θ≤540° 구간에서는 관성력의 지배를 받는다. 평균 토오크는 엔진의 출력과 같으며 이 그림에서 계산될 수 있다.

Fig. 11(b)는 편심량에 대한 출력을 나타내는데 Fig. 9(b)와 비교하면 좋은 대비가 된다. 마찰력의 영향에 의해 토오크는 편심정도에 따라 다소 증감이 있음을 보여주며 패드식 피스톤의 경우 최대 편심량에 대해서 토오크가 0.3% 미만의 변동이 있으므로 토오크는 편심량의 영향을 적게 받는다. 그러나 보통의 피스톤은 편심되는 정도가 크므로 토오크는 상당히 달라진다. Fig. 11(c)는 패드가 있음으로 해서 얻어진 순간 토오크의 증가를 크랭크 각도의 함수로 나타낸 것이다. 여기서 순간 토오크의 이득은 피스톤의 왕복속도와 유막의 압력에 비례한다. Fig. 8과 비교하면 유막의 압력이 큽수록 토오크의 향상 정도가 좋다.

피스톤의 회전속도가 3000rpm인 상태에서 Table 1의 데이타를 이용하여 컴퓨터 모의실험을 수행한 결과 패드식 피스톤의 평균 토오크는 26.7Nm이고, 종래의 피스톤에서는 평균 토오크가 25.9Nm로 나타났다. 이것은 패드식 피스톤의 토오크가 약 3% 정도 크다는 것을 나타내는 것이다. Fig. 11(c)에 의하면 토오크는 피스톤의 x방향의 속도가 큽수록 더 향상되므로 엔진의 회전속도가 빠를수록 유막의 압력과 유체윤활에 의한 마찰력은 커지므로 패드식 피스톤은 고속기관에 더 적합하다고 할 수 있다.

4. 결 론

저마찰 패드식 피스톤에 대한 수치해석 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 패드는 팽창행정에서 피스톤을 안정시킨다.

(2) 일반적으로 하부 패드 보다는 상부 패드에서 압력이 높다.

(3) 압력분포는 피스톤의 속도와 편심량에 크게 의존한다.

(4) 편심되는 반대방향에서 연소가스의 누설이 예상된다.

(5) x방향의 힘은 관성력 보다 연소실 압력에 의하여 영향을 받는다.

(6) 출력 토오크는 편심의 영향을 별로 받지 않는다.

(7) 3000rpm에서 약 3% 정도의 출력향상을 보인다.

(8) 패드식 피스톤은 회전속도가 클수록 적합하다.

References

(1) Bates, D.C., Maurat, P., Bruni, L., "Gasoline Piston and Pin Design for the 1990s", T&N Technology for the 90's, Paper No. 14, 1990.

(2) Rhodes, M.L.P., Parker, D.A., "AEconoguide-The Low Friction Piston", SAE Paper No. 840181, 1984.

(3) Dann, R.T., "Auto Engines: Goodbye to Conventional Design", Jan. 12, Machine Design, 1985.

(4) Hoshi, M. and Baba, Y., "A Study of Piston Friction Force in an Internal Combustion Engine", ASLE Trans. Vol.30, No.4, 1987.

(5) Ruddy, B.L., Hildyard, M.L., "A Review of Tribological Aspects of Piston Assembly Design", Proceedings of the 17th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 1991.

(6) Parker, D.A., Ettles, C.M., Richmond, J.W., "The AEconoguide Low Friction Piston Feature - Analysis and Further Running Experience", Combustion Engines-Reduction of Friction and Wear, IMechE Conference Publications, 1985.

(7) Rhodes, M.L.P., Parker, D.A., "AEconoguide Low-Friction Piston Skirt Design", Industrial Lubrication and Tribology, 1982.

(8) Boedo, S., Booker, J.F., "Feed Pressure Flow in Connecting Rod Bearings", Proc. of the 17th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 1991.

(9) Boedo, S., Booker, J.F., "Transient Dynamics of Engine Bearing Systems", Proc. of the 15th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 1989.

Table 1 Calculation data

Parameter	Dimension
Outer diameter of piston, mm	78.00
Inner diameter of cylinder, mm	78.07
Radius of crank, mm	43.00
Length of connecting rod, mm	155.00
Limited eccentricity, μm	±9
Mass of piston assembly, kg	0.805

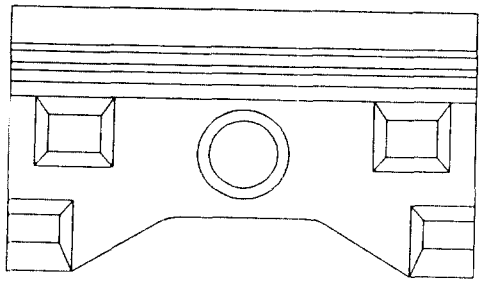


Fig. 1 Shape of pad

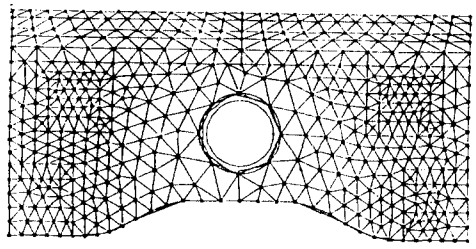


Fig. 2 Element and node

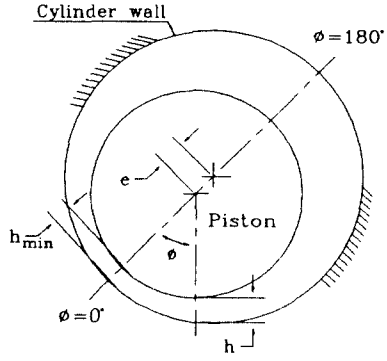


Fig. 3 Transverse movement of piston

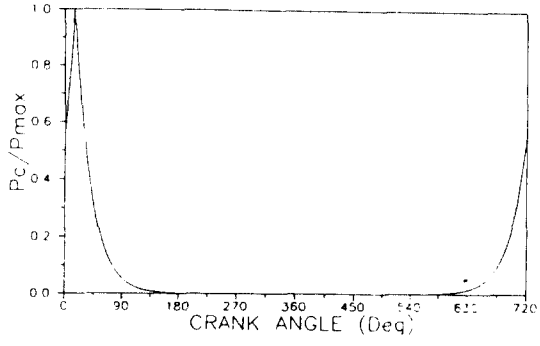


Fig. 4 Pressure distribution in the combustion chamber

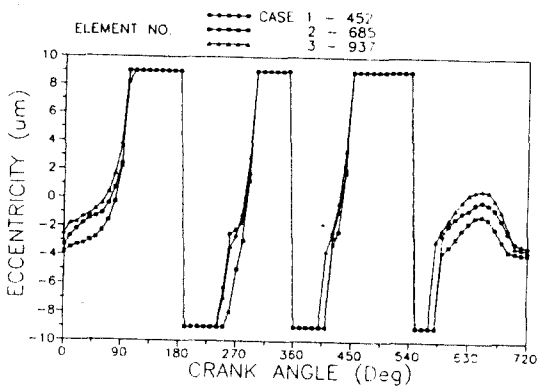
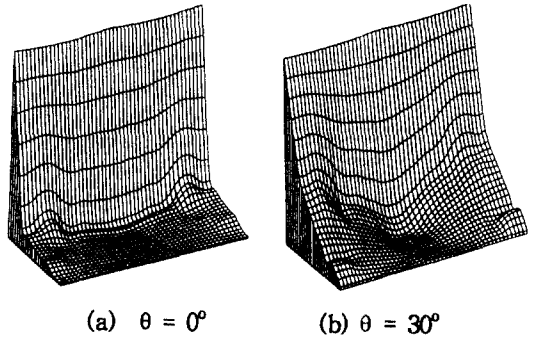
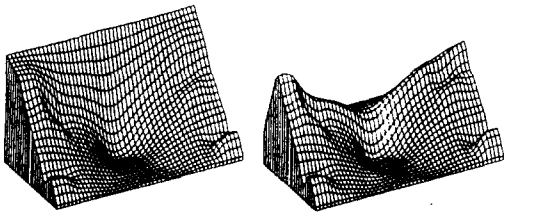


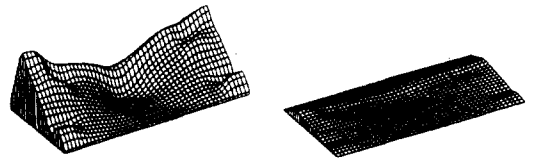
Fig. 5 Eccentricity



(a) θ = 0° (b) θ = 30°

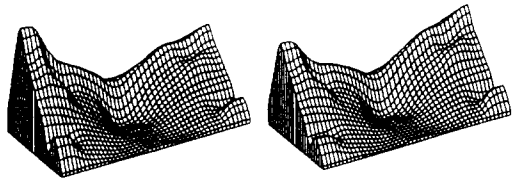


(c) θ = 45° (d) θ = 75°

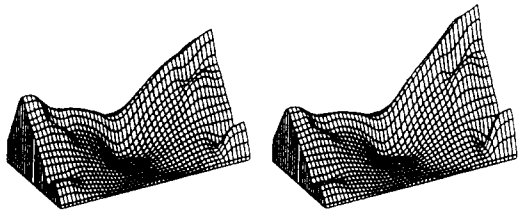


(e) θ = 120° (f) θ = 170°

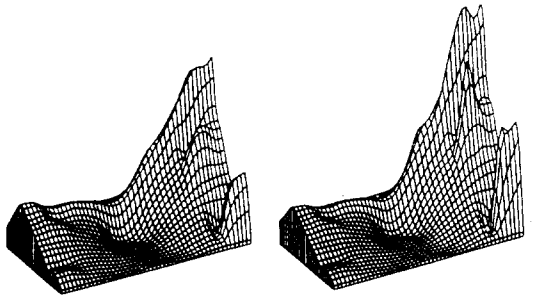
Fig. 6 Pressure distribution of piston skirt as a function of crank angle



(a) e = +2 μm (b) e = 0 μm

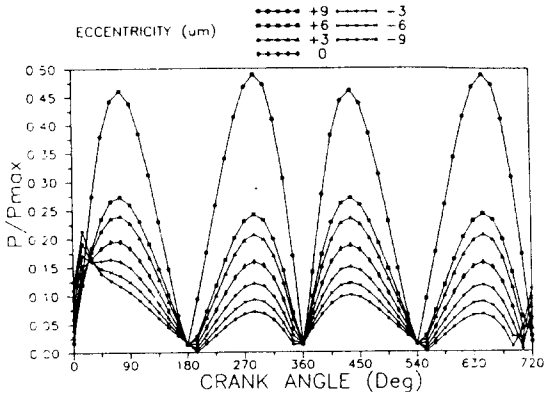


(c) e = -2 μm (d) e = -4 μm

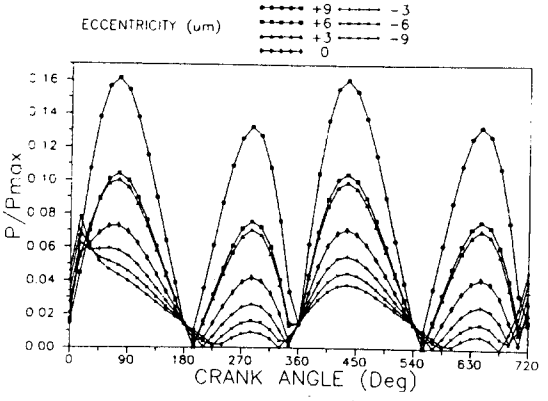


(e) e = -6 μm (f) e = -8 μm

Fig. 7 Pressure distiribution of piston skirt as a function of eccentricity



(a) Upper pad



(b) Lower pad

Fig. 8 Nondimensional pressure distribution of piston pad

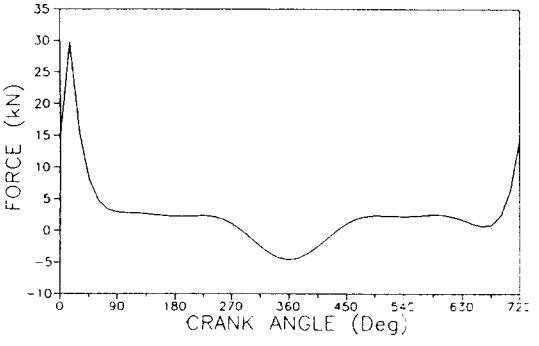
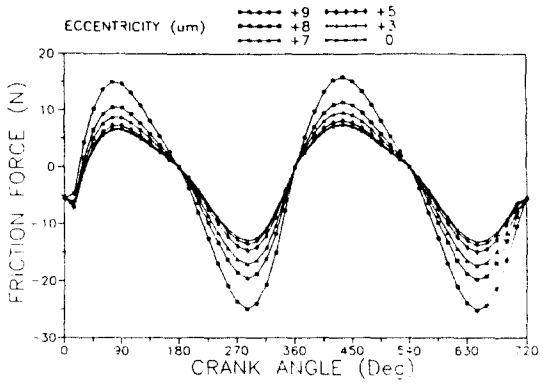
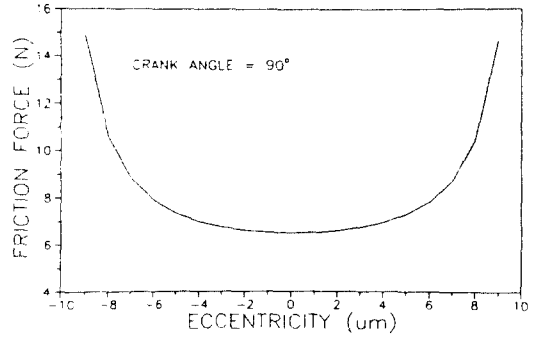


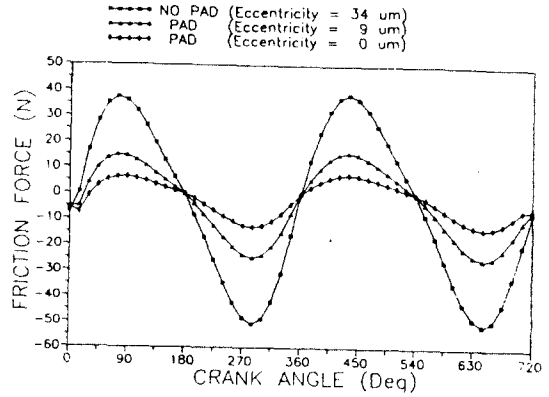
Fig. 10 Frictional force as a function of crank angle



(a) Friction force as a function

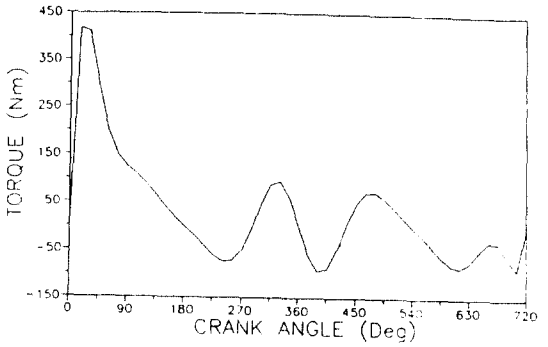


(b) Friction force as a function of eccentricity

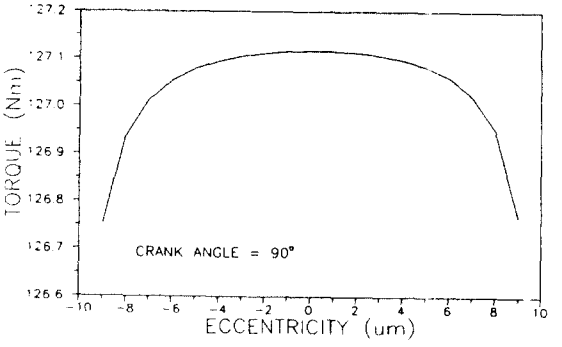


(c) Comparisions of friction force between the pad type piston and conventional piston

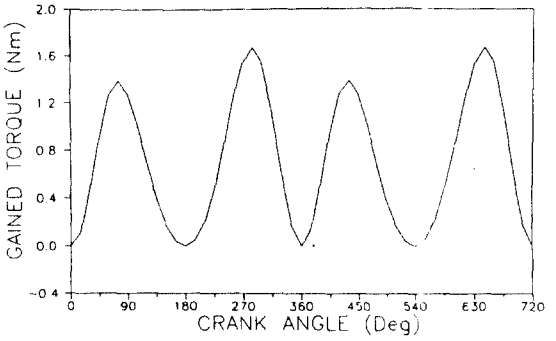
Fig. 9 Friction force as a function of crank angle



(a) Torgue as a function of crank angle



(b) Torque as a function of eccentricity



(c) Gained Torque

Fig. 11 Torque