

## 오일이송을 고려한 피스톤 링의 윤활 해석

이재선 · 한동철\*

서울대학교 기계설계학과 대학원  
\*서울대학교 기계설계학과

### Analysis for Lubrication of the Piston Ring Considering Oil Transport

Jae-Seon Lee and Dong-Chul Han\*

Dept. of Mechanical Design & Production Engineering Graduate School, Seoul National Univ.  
\*Dept. of Mechanical Design & Production Engineering, Seoul National Univ.

**Abstract**—This paper considers analysis of the lubrication between the piston ring and the cylinder liner. Piston ring lubrication analysis considering oil transport is important because oil consumption is an essential factor to design the piston assembly. To develop the lubrication analysis program for the piston ring, oil continuity condition and open-end boundary assumption are used for computational boundaries. Results show that oil continuity can be almost satisfied at any crank angle in and out of the piston ring clearance. Therefore the amount of oil consumption and the dynamic behavior of ring pack can be estimated using this algorithm. And it can be known that the effective width may be smaller than the full width of the piston ring, so oil starvation condition should be considered for the lubrication analysis of the piston ring.

**Key words**—piston ring lubrication, open-end assumption, oil transport, oil starvation.

#### 1. 서 론

고압의 연소 가스를 효과적으로 밀봉하고, 왕복 운동하는 내연기관 피스톤의 원활한 운동을 보장하기 위하여 피스톤 링의 윤활 및 동적 특성의 개선은 매우 중요한 연구 과제가 되고 있다. 일반적으로 많은 양의 엔진 오일이 피스톤 링의 하강 운동 후 실린더 벽에 남아있게 되면 피스톤 상승 시 피스톤 링 및 피스톤의 윤활에 긍정적인 기여를 하게될 것이지만 연소 가스에 노출된 엔진 오일의 연소 및 증발은 엔진 오일의 소비 증가 뿐 아니라 배기 가스의 성분에 영향을 미쳐 환경오염에 악영향을 미칠 수 있다. 특히 고가의 엔진 오일을 피스톤 링 윤활부에 별도로 공급해야하는 박용 엔진의 경우는 엔진 오일의 소비가 상대적으로 크게 되어 비용의 면에서도 과도한 엔진 오일의 소비를 억제하는 피스톤 링의 설계가 필수적이다.

피스톤 링의 윤활 및 동특성에 관한 연구는 1936년 Castleman, R. A.[1]에 의해 레이놀즈 방정식을 이용한 윤활 해석이 수행된 이래로 L. L. Ting and J. E. Mayer[2]에 의해 1차원 윤활 연구가 진행되었으며, D. Dowson[3], Chu-jung Hwu and Cheng-I Weng[4] 등에 의해 동수압적 윤활 해석 및 경계 마찰을 고려한 피스톤 및 피스톤 링의 윤활 해석이 발전, 정립되고 있다. 그러나 이들 해석에 주로 이용되는 레이놀즈 공동 경계조건(Reynolds Cavitation Boundary Condition) 등은 피스톤 링의 오일 입구 및 출구부에서의 유량 보존(Oil Continuity)을 만족시키기 어려우며, 이를 해결하고자 Ma M-T[5] 등은 Elrod H. G. [6]에 의해 제안된 공동해석 방법(Cavitation Algorithm)을 이용하여 피스톤 링 윤활 해석 구간 내에서의 유량 보존 및 압력 강하 현상을 설명하고 있으나, 이러한 가정을 만족시키기 위해서는 오일의 밀도를 강제적으로 변경시켜야

한다는 조건이 필요하였다. 피스톤 링의 윤활 해석을 실시함에 있어 많은 윤활해석에 그 적합함이 인정되고 있는 레이놀즈 방정식을 사용하기 위해서는, 외부로 배출되거나 유입되는 유량이 없는 경우 레이놀즈 방정식을 성립시키기 위한 조건으로 포함되어 있는 유량 연속을 깨트리지 않는 윤활해석이 필요하며, 본 연구에서는 이에 적용할 수 있는 경계조건을 설정하고 이를 피스톤 링의 윤활 해석에 적용하고자 한다.

피스톤 링의 표면 형상은 상승 및 하강 시에 항상 동수압이 발생하도록, 상대적으로 편평한 실린더 라이너에 대해 틈새가 수렴 및 발산하도록 설계하고 있으며, 따라서 오일의 배출부에서는 발산 틈새의 영향으로 압력 강하가 발생하고, 이 현상은 윤활 해석 범위의 설정 및 동수압 형태에 영향을 미치게 된다. 기존에 주로 사용되던 레이놀즈 공동 경계조건으로는 앞에서 설명한 바와 같이 유량 보존을 만족시키기 어려울 뿐 아니라 피스톤 링 표면 전체에 유막이 형성된다는 가정을 필요로 한다. 그러나 Brown과 Hamilton의 실험적 연구[8]에 따르면 피스톤 링의 운동 중 유막은 일부 표면에만 형성될 수 있는 것으로 밝혀졌으며, 이를 해석적으로 구현하고자 Ma M-T 등은 개방공동조건(Open cavitation condition)을 적용하여 배출부의 윤활 현상을 고려하고자 하였다. 본 논문에서는 이에 비해 유막 내의 압력 강하를 충분히 고려하고 배출부 끝단의 유막압력 형상을 새로이 제안하는 개방단 경계조건(Open-end boundary assumption) [9]을 이용하여 피스톤 링의 윤활 해석을 수행하였다.

또한 본 논문에서는 피스톤 링에 공급되는 유량과 유막을 형성하는 해석 구간의 유량 연속 특성을 이용하여 피스톤 링을 통한 오일 이송을 포함하는 해석 프로그램을 개발하고자 한다.

## 2. 이론적 해석

본 해석에서는 일반적인 윤활해석에 적용되는 레이놀즈 방정식을 사용한다. 피스톤 링의 윤활 해석 경우 원주방향의 유동을 고려하는 2차원 윤활 해석이 필요하지만 본 연구에서는 피스톤 링이 편심되지 않고 실린더 라이너 내에서 움직인다는 가정 하에 1차원 레이놀즈 방정식을 적용한다. 특히 유량 평형을 고려하여 윤활 해석하고자 하는 이번 연구에서 2차원 윤활 해석은 지나치게 과다한 계산 시간이 요구되므로 1차

원 해석으로 한정하였다.

이에 사용한 레이놀즈 방정식은 다음과 같이 무차원화하여 적용하였다.

$$\frac{\partial}{\partial X} \left( \frac{H^3}{\mu^*} \frac{\partial P}{\partial X} \right) = A \frac{\partial H}{\partial X} + A' \frac{\partial H}{\partial T} \quad (1)$$

이때 각 상수는 다음과 같다.

$$A = - \frac{6 \mu_0 UR}{C^2 p_1} \quad (2)$$

$$A' = \frac{12 \mu_0 R^2}{C^2 p_1 t_1} \quad (3)$$

$$\frac{dH}{dT} = \frac{H^{n+1} - H^n}{\Delta T} \quad (4)$$

여기서

$C$  : 피스톤 링-실린더 라이너 틈새

$H$  : 무차원 틈새  $\left( = \frac{h}{C} \right)$

$P$  : 무차원 압력  $\left( = \frac{p}{p_1} \right)$

$p_1$  : 연소실 압력

$R$  : 피스톤 링 반지름

$U$  : 피스톤 속도 (m/sec)

$X$  : 축방향 무차원 좌표계  $\left( = \frac{x}{R} \right)$

$\eta_0$  : 점도

식 (1)을 중앙차분하고, 각 질점에서의 압력 분포는 SOR(Successive Over Relaxation Method) 방법으로 얻는다.

피스톤 링의 표면에 동수압이 형성되고, 이 합력이 피스톤 링 배면에 작용하는 탄성 복원력 및 가스 압력과 평형을 이루면 주어진 크랭크 각에서 유막두께가 결정되며 이를 정리하면 다음과 같다.

$$\int p_h dA + w_1 p_1 + w_2 p_2 = (p_s + p_b) A \quad (5)$$

여기서

$p_h$  : 동수압

$w_1, w_2$ : 링 하부 및 상부에 유막이 형성되지 않는 폭

$p_1, p_2$ : 링 하부 및 상부의 압력

$p_b$ 는 스프링 복원력에 의해 작용되는 평균 면압으로 다음과 같다.

$$p_b = \frac{F_T}{wR} \quad (6)$$

여기서

- $w$  : 피스톤 링 폭
- $F_T$  : 피스톤 링의 복원력

$p_b$ 는 피스톤 링 배면에 작용하는 가스 압력으로 이 값은 피스톤 링 동역학 해석 및 블로우바이 해석 결과에 따라 크랭크 각 별로 입력된 값을 사용한다. 블로우바이 해석은 피스톤 링 절단부(End gap)를 통한 가스의 유동을 1차원의 오리피스 유동으로 근사하여 계산한다.

이러한 윤활 해석을 실시함에 있어 피스톤 링의 윤활에 관여하는 유효폭을 얻기 위해 유량조건을 고려한다. 먼저 피스톤 링의 운동은 윤활 해석 시에 상하 운동하는 피스톤의 운동을 정지된 피스톤 링에 상하 운동하는 실린더 라이너의 운동으로 변경 해석하게 되므로 피스톤 링을 지나는 오일의 상태는 Fig. 1과 같이 도식할 수 있다.

Fig. 1에서 a)는 오일이 틱새로 유입되기 전 상태, b)는 윤활 해석구간 내의 층류구간, c)는 오일이 틱새에서 배출된 후의 오일 흐름 상태를 각각 도식한다. 오일은 윤활 해석 구간에 층류가 형성되기 이전, 즉 피스톤 링 틱새에 오일이 유입되기부터 상당히 앞부분에서 실린더 라이너와 함께 등속의 속도 분포를 갖는 강제 운동을 할 것이며, 피스톤 링 틱새 내에서 층류가 형성된 후 배출 후 상당 거리가 지나면 다시 강제 운동으로 전환된다고 생각할 수 있다. 이때 피스톤 링의 윤활에 기여하는 오일의 양은 입구부 a)에서 채공되는 양과 동일하거나 적은 양이어야 하며, 입구부

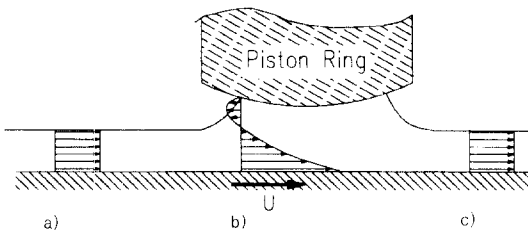


Fig. 1. Oil flow state in and out of the piston ring clearance.

틈새 내부에서는 유량이 보전되어야 한다. 이와 같이 링 틱새 앞에서 공급되는 오일과 틱새 내부로 유입되는 오일의 양을 고려하게 되면 피스톤 링 입구부의 유효 윤활폭을 계산할 수 있다. 먼저 피스톤 라이너에 붙어 피스톤 링 틱새에 유입되기 전까지의 유량은 다음과 같다.

$$\dot{q} = Uh^* \quad (7)$$

여기서

- $h^*$  : 실린더 벽에서 공급되는 오일의 두께
- $U$  : 링의 선속도

이제 피스톤 링 틱새에 유입되어 층류를 형성하게 되면 입구부를 지나는 유량은 다음과 같다.

$$\dot{q}'_m = -\frac{h_m^3}{12\mu} \left( \frac{\partial p}{\partial x} \right)_m + \frac{h_m U}{2} \quad (8)$$

이에 더하여 피스톤 링 틱새 변화에 따라 유입되는 오일과 배출되는 오일의 체적 변화를 고려하면 다음과 같다.

$$\Delta Area = Area(ABCD) - Area(A^o B^o CD^o) \quad (9)$$

면적을 얻기 위하여  $\overline{CD}$  및  $\overline{YZ}$ 의 거리를 설정해야 하는데 본 연구에서는 이를 공급되는 오일 두께( $h_{cm}$ )의 50배로 고정하였다. 이 길이는 입구부에서는 강제 운동으로 공급되는 오일이 피스톤 링 틱새의 입구부에서 완전한 층류를 형성할 때 까지의 길이를 나타내며, 배출부에서는 층류가 완전히 강제 운동으로 전환되기 까지의 거리를 나타낸다. 이와 같은 결과를 이용하여

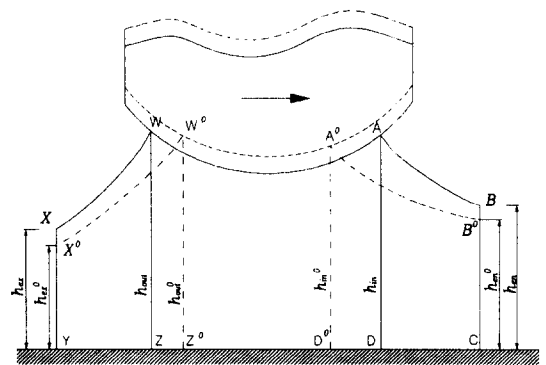


Fig. 2. Volume change in the piston ring clearance during operation.

유량의 평형방정식을 구성하면 다음과 같다.

$$\left[ \frac{Uh_{en} + U^o h_{en}^o}{2} - \frac{\dot{q}'_{in} + \dot{q}''_{in}}{2} \right] \Delta t = \Delta Area \quad (10)$$

여기서

- U : 이전 크랭크 각에서의 피스톤 링 속도
- $\Delta t$  : 계산에 이용된 이전 크랭크 각에서 현재 크랭크 각에 이르기까지의 시간
- $U^o$  : 이전 크랭크 각에서의 값

이때 오일의 압력에 따른 밀도의 변화는 고려하지 않았다. 이로부터 피스톤 링으로 유입되는 오일의 높이를 계산할 수 있다. 윤활 해석 구간으로부터 배출되어 다음번 피스톤 링으로 공급되거나 실린더 라이너에 잔류하게 되는 오일의 양도 식 (10)과 유사하게 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\left[ \frac{\dot{q}'_{out} + \dot{q}''_{out}}{2} - \frac{Uh_{ex} + U^o h_{ex}^o}{2} \right] \Delta t = \Delta Area_{out} \quad (11)$$

실린더 라이너에 붙어 공급 오일의 양과 유입되는 오일 양의 차이는 피스톤 링 앞부분에 쌓이는 양이며, 이 양은

$$q_{acc} = (\dot{q}_{en} - \dot{q}_{in}) \Delta t \quad (12)$$

로 얻을 수 있으며, 입구부에 오일 부족이 발생하면 쌓여있던 오일이 공급되는 오일의 양에 더해지게 될 것이다.

오일의 배출부에도 유막이 표면 전체에 분포하지 않게 되면 입구부에서와 마찬가지로 유효 윤활폭을 계산하여야 한다. 이를 위해서는 오일 배출부에 적절한 경계조건을 수립해야 하는데 오일 배출부의 압력 상태는 일반적으로 적용되는 레이놀즈 공동 경계조건 (Fig. 3a)과 비교하여 새로운 경계조건을 고려하였다 (Fig. 3b).

Fig. 3에서  $p_1$  및  $p_2$ 는 블로우바이 해석을 통하여 얻어지는 압력 경계조건이 되며, 각 크랭크 각별로 서로 다르다. 이 때 Fig. 3의 b)는 피스톤 링 후반부에서 틈새가 점차 증가함에 따라 압력이 점차 강하게 되고, 이 때 오일의 압력은 공동 압력(the Saturation Pressure)까지만 강하한 후 다시 링 배출부의 가스압력인 경계 압력까지 상승하고 있는 유막 내부의 압력 상태를 보이고 있다. 배출부에서는 압력 구배 영향으로 포아제

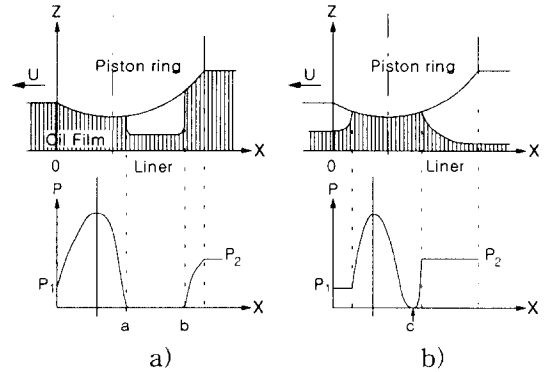


Fig. 3. Pressure state in the fluid film at the outlet.

유동이 발생되고, Fig. 1의 b)와 유사한 흐름이 되어 오일의 양이 보존되는 가운데 유막 내의 압력이 다시 배출부 경계 압력까지 상승한다는 가정을 전제로 한다. 이로부터 피스톤 링 틈새 내에서 오일이 찢어지지 않고 연속될 수 있음을 알 수 있다. 해석을 수행한 많은 크랭크 각에서 본 가정으로 인해 유효 윤활폭(Fig.3의 x축 방향)이 감소될 수 있음을 알 수 있다. 이 조건은 개방단 경계조건 (Open-End Boundary Assumption)으로 명명하였으며, 이때 압력 경계조건은 다음과 같다.

$$P_{out} = P_2 \quad (13)$$

여기서  $p_2$ 는 배출부의 가스 압력을 나타낸다.

오일의 최저 압력( $p_c$ )은 공동 압력을 본 연구에서는 대기압으로 설정하였다.

피스톤 링과 실린더의 상대 운동으로 인하여 발생하는 마찰력은 다음 두가지 요인으로 발생한다.

- i) 동수압 효과로 인한 점성 마찰력
- ii) 표면 거칠기의 접촉으로 인한 거칠기 접촉 압력 (Asperity Contact Pressure)

먼저 단위 길이 당 점성 마찰력은 다음과 같다.

$$\tau_\alpha = -\frac{h}{2} \frac{dp}{dx} - \frac{\mu U}{h} \quad (14)$$

$$F_{visc} = \int_0^{w_c} \tau_\alpha dx \quad (15)$$

$w_c$ 는 윤활에 관여하는 유효윤활폭을 고려한다. 유막 두께가 표면 거칠기 크기 정도인 경우에는 표면 거칠기 접촉에 의해 수반되는 변형에 의한 힘이 발생하며, 이는 국부적인 표면 거칠기 접촉에 의한 압력  $p_{asp}$ 를 적분함으로써 얻을 수 있다. 즉,

$$F_{asp} = \int_0^{w_c} p_{asp}(x) dx \quad (16)$$

$p_{asp}$ 를 얻기 위하여 거칠기 높이를 Gaussian 분산으로 가정하고, 일정한 거칠기 반경을 가정하는 Greenwood 및 Tripp의 모델[10]을 사용한다. 즉,

$$p_{asp} = \frac{16\sqrt{2}}{15} \pi (\sigma\beta\eta^*)^2 E' \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} F[h(x)\gamma\sigma] \quad (17)$$

$$F(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_x^\infty (s-x)^{s/2} \exp(-s^2/2) ds \quad (18)$$

이로부터 피스톤 링에 작용하는 마찰력은 다음과 같다.

$$F_f = F_{vsc} + C_f F_{asp} \quad (19)$$

이때 사용된 기호는 다음과 같다.

- $\sigma$  : 피스톤 링과 실린더 라이너의 합성거칠기  
 $= (\sigma_r^2 + \sigma_c^2)^{1/2}$
- $\sigma_r$  : 피스톤 링의 표면 거칠기
- $\sigma_c$  : 실린더 라이너의 표면 거칠기
- $\eta^*$  : 거칠기 밀도
- $\beta$  : 거칠기의 구면 반지름
- $C_f$  : 전마찰 계수

### 3. 해석결과 및 고찰

본 해석에 적용한 엔진 및 피스톤 링은 Table 1에 나타낸 중형의 박용 엔진 데이터를 사용하였으며, 해석 대상으로 원형의 피스톤 링(Fig. 4)에 대해 최소유막두께, 마찰력 및 유량을 계산하도록 하였다. 또한 크랭크 위치별로 유효 윤활폭을 얻었다.

Fig. 5는 피스톤 링의 입구부 및 출구부에서의 유량

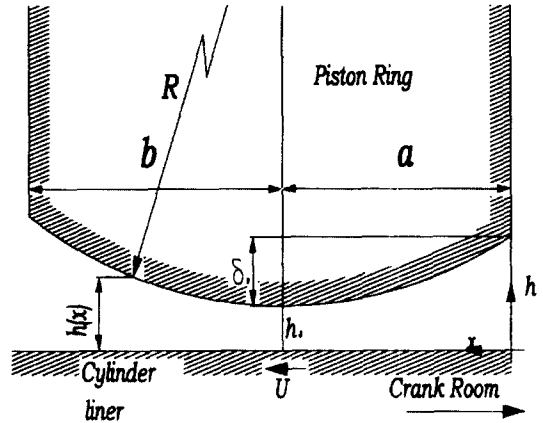


Fig. 4. The piston ring face shape with circular face.

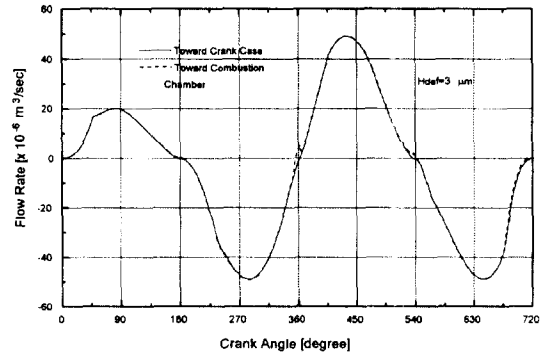


Fig. 5. Flow rate through the Inlet and outlet of the piston ring.

을 비교한 결과이다. 오일 공급 상태는 실린더 라이너에 3 μm의 균일한 오일이 공급되는 경우에 대하여 고려하였다. 피스톤 링의 윤활 해석 시에 적용한 레이놀즈 방정식의 가정에서와 같이 유입 유량과 유출 유량은 계산에 따른 오류를 고려한다면 거의 정확하게 일치하고 있다.

Fig. 6에서 일정한 두께의 오일이 실린더 라이너에 잔류하는 경우 피스톤 링의 윤활 해석 시 정지된 피스톤 링에 대해 실린더 라이너가 왕복운동하는 하는 것으로 가정하여 해석을 수행하였으므로 속도에 비례하는 유량이 피스톤 링 틈새에 공급되는 양상을 보이고 있으며(그림의 점선), 일부 최대 틈새보다 높게 공급되는 오일은 링의 앞부분에 쌓이게 되고 틈새로 유입되지 않아 유량에 차이를 보이게 된다. 피스톤 링의 틈새가 특히 작아지는 폭발 행정(크랭크 각 0°) 이후 공급 유량에 비해 틈새로 유입되는 유량이 작게 되고,

Table 1. The Engine and Piston Ring Specification

항 정	4행정 기관
운전 각속도	1,000 rpm
실린더 지름	200 mm
행정 거리	300 mm
커넥팅 로드 길이	520 mm
피스톤 링 폭	1 mm ↓ 2.7 mm ↑
피스톤 링 표면 형상	원호 형상
오일 점도	10 cP
연소 압력 엔진	연소압력 데이터
합성표면거칠기	1.0 μm

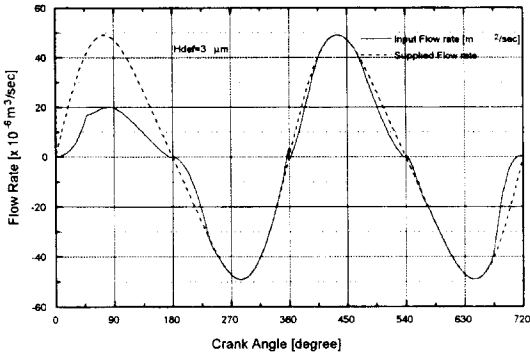


Fig. 6. Flow rate comparison with supplied and flux to the ring clearance.

본 연구에서는 0°에서 180°사이에서 현저하게 나타나고 있다.

Fig. 7은 공급 오일량에 따른 피스톤 링의 최소유막 두께 계산 결과를 보이며, Fig. 8은 이에 따른 점성 마찰 및 혼합 마찰의 합을 나타낸다. 일반적으로 예측되는 바와 같이 공급 오일량의 증가에 따라 최소유막두께는 증가하며, 이로 인해 표면거칠기 접촉에 의한 마찰력이 감소하여 전반적인 마찰력의 감소가 예측된다. 특히 공급 유량이 증가하면 중간행정 기간(mid stroke)에서 충분한 유막이 형성되어 마찰력은 거의 0에 근접함을 알 수 있으나, 상사점 및 하사점 부근에서는 피스톤 링과 라이너의 상대속도 감소로 인하여 표면거칠기 마찰이 주요하게 되어 마찰력의 증가가 보인다. 이 값은 Fig. 7에서 보이는 바와 같이 공급 유량에 따른 상, 하점에서의 최소유막두께 차이가 중간 행정 기간에서보다 적게되고, 이로 인해 마찰력의 차

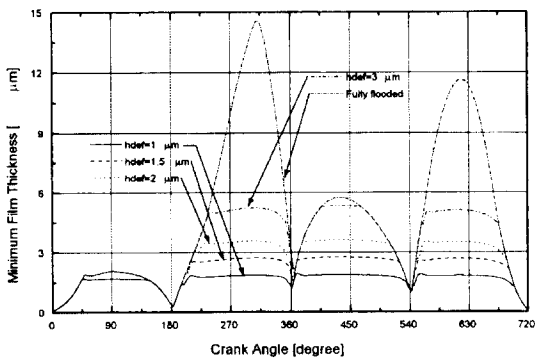


Fig. 7. Minimum film thickness with respect to oil remaining on the cylinder liner.

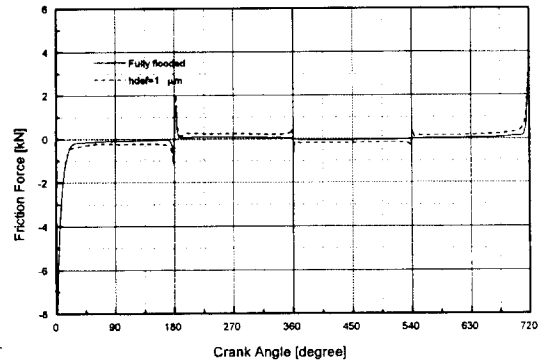


Fig. 8. Frictional force with respect to oil remaining on the cylinder liner.

이도 줄어들게 된다.

Fig. 9는 공급 오일량의 차이에 따른 유효 윤활폭의 차이를 보이고 있다. 그림 상에서 음의 값은 피스톤 링 표면 형상의 정점을 중심으로 크랭크 실 방향의 피스톤 링 폭을 나타내며, 양의 값은 연소실 방향의 폭을 나타낸다. a)는 공급오일 두께가 1 μm인 경우, b)는 3 μm인 경우이며, c)는 충분 윤활조건 하에서의 결과를 비교한다. 실린더 라이너에 접촉되어 피스톤 링 틈새로 유입되는 오일의 두께가 3 μm인 경우 유효 윤활폭은 상,하사점을 제외한 구간에서 약 40%정도를 보이고 있으나, 충분윤활의 경우에는 일부 구간을 제외하고는 거의 피스톤 링 전면에 유막이 형성되고 있다. 이를 좀 더 고찰해 보기 위하여 Fig. 10에 크랭크 각 별로 유입되는 오일의 높이를 비교하였다. 하강시에 피스톤 링 표면의 정점에서 피스톤 링 하부의 끝단 높이 차이는 5 μm이며, 상승 시에는 36.6 μm인 피스톤 링을 고려한 결과이며, 유입되는 오일의 높이가 이 값을 넘을 수는 없다. 상, 하사점 부근에서는 충분 윤활조건과 마찬가지로 입구부가 충분히 오일로 채워지지만 중간행정구간에서는 입력되는 오일의 양이 입구부 쪽의 틈새 공간을 채우기에 부족하게 되고, 특히 공급 오일의 양이 적을 경우 현저히 입구부 영역이 감소하게 된다.

#### 4. 결 론

피스톤 링의 윤활 특성을 얻기 위해 오일부족 현상 및 출구부에 개방단 경계조건을 적용하여 피스톤 링의 유막 두께 및 마찰력, 유효 윤활폭을 계산하였으며, 이

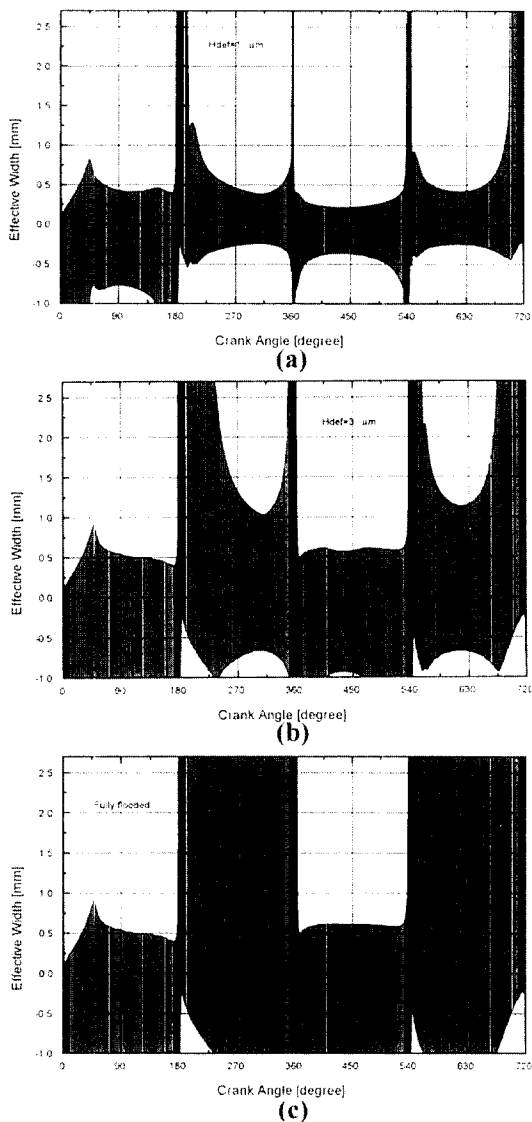


Fig. 9. Effective width of the piston ring.

결과로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 피스톤 링의 윤활 해석에 있어 입구부에는 윤활부족현상을 고려하였으며, 이의 적용을 위해 공급량과 유입량의 평형을 고려하는 오일 연속조건을 사용하였다. 피스톤 링 틈새의 출구부에는 발산 틈새의 압력 강하를 고려하기 위하여 개방단 경계조건을 고려하였다. 이러한 경계조건의 적용으로 피스톤 링 틈새의 오일 연속조건은 만족되는 것으로 확인할 수 있었다.
2. 피스톤 링의 유막 두께 및 마찰력은 공급되는 오

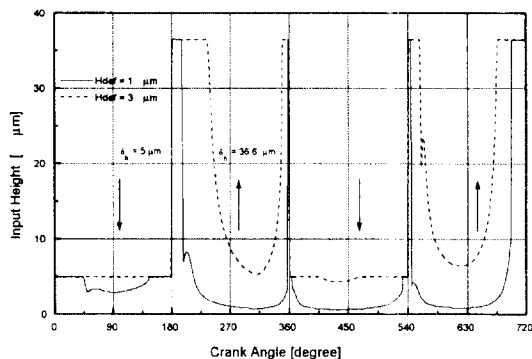


Fig. 10. Input height of oil entering the piston clearance.

일의 양에 따라, 즉 오일 부족의 정도에 따라 영향을 받게 되지만 동일 형상의 피스톤 링을 동일 조건에서 운전하는 경우 상, 하사점에서는 중간행정 구간에 비해서는 그 영향이 적다.

3. 피스톤 링의 윤활에 직접 관여하게 되는 유효 윤활폭은 오일부족 현상에 따라 감소하며, 오일 부족 정도에 따라 전체 피스톤 링 폭의 약 30~50% 정도만이 윤활에 관여하고 있음을 알 수 있다. 그러나 상, 하사점 부근에서는 거의 전체 링 폭에 오일이 형성되는 것을 예측할 수 있었다. 따라서 속도가 어느정도 형성되는 구간에서는 피스톤 링 표면의 일부만이 윤활형상에 기여하지만, 사점부근에서는 스퀴즈 효과가 하중을 지지하는 주요한 역할을 하고 있음을 알 수 있으며, 피스톤 링의 형상 설계에 있어 동수압이 발생하기에 유리할 뿐 아니라 스퀴즈 효과가 크도록 하여야 함을 알 수 있다.

4. 피스톤 링의 마찰 특성은 상, 하사점 부근에서는 거칠기 접촉(Asperity Contact)에 의해 가장 영향을 많이 받으며, 중간행정 구간에서는 점성에 의한 영향을 많이 받게 되어 마찰의 감소가 예측된다.

5. 본 연구 결과는 다중 피스톤 링에 있어 오일부족 상태로 운전되는 압축링의 윤활 특성 해석에 적용할 수 있으며, 오일 이송을 고려한 최적 설계 데이터를 구축할 수 있을 것이다.

### 후 기

본 연구는 현대중공업(주) 및 서울대학교 터보동력 기계 연구센터의 지원에 의하여 진행되었으며, 이에 관계자 여러분들에게 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

1. Castleman, R. A., "A Hydrodynamic Theory of Piston Ring Lubrication," *Physics*, 7, 1936.
2. L. L. Ting and J. E. Mayer, Ford Motors, "Piston ring lubrication and cylinder bore wear analysis, Part 1-Theory," *J. of Lub. Tech.*, 1974.
3. D. Dowson, etc. "Piston ring lubrication-Part 2 Theoretical analysis of a single ring and complete ring pack," ASME, 1979.
4. Chu-jung Hwu and Cheng-I Weng, "Elastohydrodynamic lubrication of piston rings," *Wear* 151, 1991.
5. Ma M-T., "Implementation of an algorithm to model the starved lubrication of a piston ring lubrication in distorted bores: prediction of oil flow and onset of gas blow-by," *Proc. Instn. Mech. Engrs*, 1996.
6. Elrod H. G., "A cavitation Algorithm," *Trans. ASME, J. of Lubrication Technology*, 1981.
8. Brown S. R. and Hamilton G. M., "The partially lubricated piston ring," *J. Mech. Engrs. Sci.*, 1977.
9. D. C. Han and J. S. Lee, "Analysis of the piston ring lubrication with a new boundary condition," submitted to *Tribology International*.
10. Greenwood J. A. and Tripp J. H., "The contact of two nominally flat rough surfaces," *Proc. Instn. Mech. Engrs*, 1970-71.