

## 링팩내의 피스톤링 윤활에 관한 연구

심현해 · 권오관

한국과학기술원 기계공학부

(접수 : 1985. 7. 20)

### Development of Piston Ring Lubrication for the Ring Pack Arrangement

Hyun Hae Shim and Oh Kwan Kwon

*Divison of Mech. Eng., Korea Advanced Institute of  
Science and Technology, Seoul, Korea.*

(Received: July 20, 1985)

#### 요 약

피스톤링과 실린더벽 사이의 윤활이 왕복운동을 하며 동하중을 받는 포물선형의 슬라이드 베어링의 유체 윤활로 보고 전개하였다. 싸이클 상의 유막 두께의 변화, 윤활유 운반과 마찰력을 계산하는 과정이 개략적으로 설명되었고, 이들 성능 특성들에 대한 링 높이, 링 앞면 곡률반경과 링의 비대칭의 영향을 고찰하였다.

단독링에 대한 해석결과를 조금 더 복잡한 링 팩에 대해 확대 적용하였다. 링의 부하가 되는 링 주위의 압력들은 실험적으로 또는 가스 흐름 해석으로부터 얻을 수 있는데 본 연구에서는 후자를 택하였다. 링팩에서의 유체 연속 및 윤활유 부족에 따른 수치 해석에 주요점을 두었다.

#### ABSTRACT

The basic mechanism of lubrication between the piston ring and the cylinder wall is developed theoretically under the assumption of a reciprocating and dynamically loaded slider-bearing pair of parabolic form and smooth plane.

A numerical computation for the prediction in cyclic variations of film thickness, net lubricant flow and frictional behaviour is attempted, and the influence on the performance characteristics due to the ring height, ring face radius of curvature and the degree of offset, is also examined.

The computational procedures developed for a single ring system are extended and applied further to the complex problem of a ring pack system. It is well known that the ring pressure which is the total load on a ring, can be obtained from either an experimental measurement or a gas flow analysis.

In this work, the latter of a gas flow analysis method was used to calculate the pressures. It is remarked that the work done was focused on the role of flow continuity and lubricant starvation within the ring pack lubrication.

## I. 서론

1973년의 제 1차 에너지 위기 이후로 선진 공업국들의 엔진 제작상의 개발 목표들은 무엇보다도 최대 경제성의 달성, 즉, 연료 소비의 절감, 가능한 한 긴 수명등에 집중되고 있다. 특히 전체 석유 소비 중 자동차 엔진이 차지하는 비율이 가장 크므로 (70%) 자동차 엔진의 효율 향상은 많은 에너지를 절약할 수 있을 것이다. 자동차 엔진에서 에너지가 흘러가는 경로들을 보면, 연료의 에너지를 100%로 볼 때, 배기가스로 33%, 엔진 냉각으로 29%, 그리고 도시마력(indicated horse power)로 38%이다. 도시마력은 연소실안의 기체가 피스톤을 밀면서 엔진에 넘겨 주는 일률을 말한다. 이 도시마력 즉, 연소실의 기체로부터 피스톤이 넘겨 받은 일이 모두 유효한 일로 사용될 수 있는 것이 아니다. 유효한 일을 하기 위해서는 크게 두가지의 큰 비중의 손실이 있다. 흡기시와 배기시에 연소실로 가스를 끌어들이거나 밀어낼 때 흡기관이나 배기관에서의 유체 마찰손실을 공기 펌핑 손실이라 하고, 피스톤 링 및 그밖의 엔진 마찰 손실을 기계적 마찰 손실이라 한다. 이들의 비율을 보면, 도시마력을 100%로 볼 때, 공기 펌핑 손실이 17%, 기계적 마찰 손실이 23%, 나머지인 유효마력이 60% 정도이다. 엔진의 기계적 마찰 손실 중 50% 이상이 피스톤링과 실린더 벽 사이의 마찰손실이다. 이렇듯 피스톤링 유효성이 마찰손실에서의 비중이 크므로 이에 대한 연구가 매우 활발하다.

본래 피스톤링의 목적은 실린더 안에서 피스톤이 왕복운동을 하기 위해 틈새를 주어야 하므로 이 틈새를 통한 연소가스의 누출을 방지하기 위함이다. 그밖에 피스톤링의 역할은 실린

더와의 마찰손실을 최소화하고, 피스톤의 열을 실린더 벽으로 전달시키고, 윤활유의 연소실로의 이동을 통제하여 그 소비를 최소화하고, 윤활유로 실린더 벽의 냉각작용도 한다.

피스톤에 장치되는 피스톤은 한 개로는 밀봉 효과가 적으므로 두개 이상이 사용되나 피스톤링의 수에 따라 마찰 손실도 그 만큼 비례하므로 압축링 두 개와, 윤활유를 고르고 적당한 양으로 통제하기 위한 오일링 하나를 조합하는 것이 일반적인 경향이다. 이들 조합을 피스톤링팩(pack)이라 한다.

최근 20년 간 피스톤링 유효성에 대한 연구가 매우 활발하였는 바 피스톤링과 실린더 벽 사이의 유효성은 상·하사점 부근을 제외하고는 유막유효성(fluid-film lubrication)이라고 실험적, 이론적으로 입증되고 있다. 따라서 유동이론(hydrodynamic theory)이 피스톤링 유효성에 적용될 수 있고 완전 평면(굴곡, 표면거칠기가 없는 매끈한 평면)을 가정한 유막 두께의 해는 일부 고체-대-고체 접촉이 일어나는 상·하사점 부근의 링과 실린더 라이너의 표면거칠기의 영향관계를 제시할 수 있다.

## II. 피스톤링의 축방향 운동과 링팩 내의 압력

피스톤링의 유막 두께를 계산하기 위해서는 피스톤링 주위의 경계조건으로서 링팩내의 압력 분포를 알지 않으면 안된다. 이 압력들은 직접 엔진에서 측정할 수도 있고, 수치계산으로도 알 수 있다. 피스톤링-팩 내의 압력은 피스톤링의 축방향 운동과 밀접한 관계가 있다. 이 장에서는 피스톤링의 축방향 운동과 링팩내의 압력 분포를 수치계산하는 이론적 배경을 설명한

다.

2-1. 피스톤링에 축방향으로 작용하는 힘들

그림 2-1에서 보듯이 피스톤링에 축방향으로 작용하는 힘들은, 가스 압력으로 인한 힘, 중력, 마찰력, 압착력(squeeze force)이 있다.

가. 가스 압력으로 인한 힘,  $F_p$

$$F_p = \frac{\pi(D_i^2 - D_o^2)}{4} \left( \frac{p_1 + p_2}{2} - \frac{p_2 + p_3}{2} \right) \\ = \frac{\pi(D_i^2 - D_o^2)}{4} (p_1 - p_3)$$

여기서,  $D_i$ 는 링의 외경,  $D_o$ 는 링의 내경이다.

나. 링의 무게,  $F_g$

$$F_g = mg$$

여기서,  $m$ 은 링의 질량,  $g$ 는 중력 가속도 이다.

다. 마찰력,  $F_f$

마찰력은 피스톤속도의 반대 방향으로 링에 작용하며 그 크기는 다음과 같다.

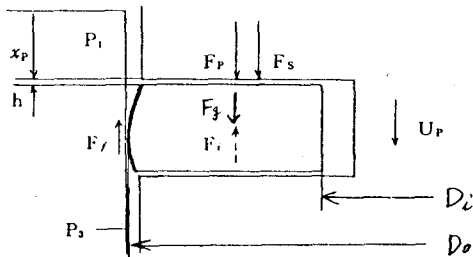


그림 2.1 링에 축방향으로 작용하는 힘들

$$F_f = p_f (\pi D_r H r) f$$

여기서,  $p_f$ 는 링 앞면에 작용하는 평균 압력으로서 링 홈 안쪽의 가스 압력,  $p_c$ 와 링의 장력으로 인한 압력,  $p_e$ 의 합과 같다.  $D_r$ 은 링의 외경,  $H_r$ 은 링의 높이,  $f$ 는 마찰계수로서 다음과 같은 근사공식이 있다.

$$f = 4.8 (\mu_{oil} U_p / p_f)^{1/2}$$

여기서,  $U_p$ 는 피스톤의 속도,  $\mu_{oil}$ 은 윤활 유

막의 점도로서 다음의 근사 공식이 있다.

$$\mu_{oil} = \exp(1036 / (T - 178) - 9.84) \\ Ns/m^2 (2 - 1)$$

여기서  $T$ 는 윤활유의 온도이며 단위는 절대온도이다.

라. 압착력(squeeze force),  $F_s$

압착력은 두면이 가까와 질 때 두면 사이의 유체를 밖으로 밀어내기 위하여 두면 사이에 형성되는 압력에 인하여 다음의 공식이 있다.

$$F_s = \beta \mu_{oil} L r \frac{dh_s}{dt} \left( \frac{Rr}{hs} \right)^3$$

여기서  $\beta$ 는 링과 링홈의 두 옆면 사이에 윤활유가 가득 차 있지않은 것을 고려한 계수로서 0.1로 잡는다  $Lr$ 은 피스톤링의 둘레,  $hs$ 는 압착이 일어나는 두 면사이의 틈새,  $Rr$ 은 링의 외반경과 내반경의 차, 즉, 링 단면의 반경방향 폭이다.

이상에서 피스톤링에 축방향으로 작용하는 힘들을 수식으로 나타내어 보았다. 이제 이들을 합하여 링 운동식을 구한다.

$$Mr \frac{d^2(Xp + h)}{dt^2} = Fp + Fg + Ff + Fs$$

여기서,  $Xp$ 는 피스톤의 위치,  $h$ 는 링의 링홈 안에서의 상대 위치이다. 위 식의 좌변의 가속도는 둘로 나눌 수 있다.

$$Mr \frac{d^2(Xp + h)}{dt^2} = Mr \frac{d^2 Xp}{dt^2} + Mr \frac{d^2 h}{dt^2}$$

$d^2 Xp / dt^2$ 은 피스톤의 가속도이므로 우변의 첫항을 반대 변으로 옮겨 다시 쓰면 다음과 같다.

$$Mr \frac{d^2 h}{dt^2} = Fp + Fi + Fg + Ff + FS (2-2)$$

여기서,

$$Fi = -Mr \frac{d^2 Xp}{dt^2}$$

이고 관성력이다.

링의 운동방정식의 각 변수들과 그림 2-2을 살펴보면  $p_1$ 은 연소실 압력과 같으며 데이타로 주어진다.  $p_5$ 는 크랭크실 압력과 같으며 대기압과 같다고 볼수 있다. 미지값들은 링(1)과 링(2)의 링홈 안에서의 위치  $h_1$ 과  $h_2$ , 두 링 뒷 쪽의 압력  $p_2$ 와  $p_4$ , 그리고 두링 사이의 압력  $p_3$ 이다. 미지값들은 다섯 개이다. 링운동방정식은 두 링에 각각 하나씩으로 두 개이므로 식이 세 개가 더 필요하며 이들은 가스 흐름 방정식으로부터 얻을 수 있다.

### 2-2 링들 주위의 가스 흐름

링들 주위의 가스 흐름은 두가지가 있다. 피스톤링 틈새를 통해 흐르는 링틈새 흐름과 피스톤링과 링홈의 두 옆면 사이로 흐르는 링옆 흐름이다.

링틈새 흐름은 오리피스(orifice) 흐름으로 근사화 할 수 있다.

$$\dot{M}g = CdAg \sqrt{\frac{2gk}{(k-1)R} \frac{p_1}{\sqrt{T_1}}} C_c$$

여기서,  $\dot{M}g$ 는 링틈새 흐름(ring-gap flow),  $Cd$ 는 유출계수로서 0.6,  $Ag$ 는 유출 단면적,  $k$ 는 비열비,  $R$ 은 기체상수,  $T_1$ 과  $P_1$ 은 흘러들어 오는 쪽의 온도와 압력,  $C_c$ 는 압축성계수로서

$$C_c = \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k-1)/k}}$$

$$\frac{p_2}{p_1} > 0.546 \text{에 대하여}$$

$$C_c = 0.227 \quad \frac{p_2}{p_1} < 0.546 \text{에 대하여}$$

이며,  $p_2$ 는 흘러나가는 쪽의 압력이다.

링 옆 흐름은 채널(channel) 흐름이다.

$$\frac{\dot{m}s}{As} = \frac{h^2}{24Rr} \frac{1}{\mu_{gas} RT} (Pu^2 - Pd^2)$$

여기서,  $\dot{m}s$ 는 링옆 흐름(ring-side flow),  $As$ 는 링옆 흐름의 단면적,  $Rr$ 은 링옆 흐름의 길이, 즉, 피스톤링의 단면의 반경방향 폭이다.  $\mu_{gas}$ 는 기체의 점성계수로서

$$\mu_{gas} = 3.3 \times 10^{-7} \times 10^{0.7} \quad \text{kg/ms}$$

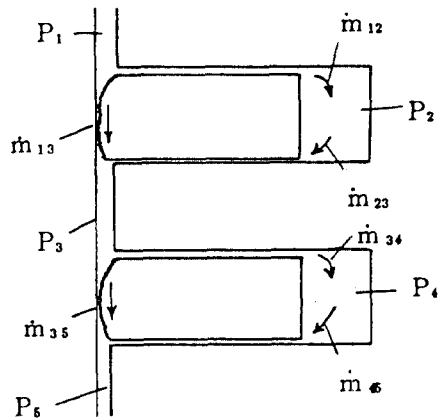


그림 2-2 링주위의 가스흐름

$p_2, p_3, p_4$ 의 상관관계는 이들을 나타내는 각 공간에 흘러들어 오고 나가는 가스량의 연속방정식을 사용한다.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{12} - \dot{m}_{23}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{13} + \dot{m}_{23} - \dot{m}_{34} - \dot{m}_{35} \quad (2-3)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_{34} - \dot{m}_{45}$$

여기서,  $\dot{m}_i$ 는 공간  $i$ 에서의 질량변화속도,  $\dot{m}_{ij}$ 는  $i$ 와  $j$ 가 12혹은 23과 같이 연속된 두 정수이면 공간  $i$ 로부터 공간  $j$ 로의 링 옆흐름이고, 13 혹은 35와 같이 연속되지 않은 두 정수이면 공간  $i$ 로부터 공간  $j$ 로의 링틈새 흐름이다. 또한 기체 상태 방정식

$$p_i V_i = m_i R T_i$$

를 시간에 대해 미분할 때 이 곳 공간들 내의 기체의 변화는 등온 등적 변화라고 단순화하면

$$\dot{P}_i V_i = \dot{m}_i R T_i \quad (2-4)$$

식(2-3)와 식(2-4)에서  $\dot{m}_i$ 를 소거하면

$$\dot{P}_2 = (\dot{m}_{12} - \dot{m}_{23}) R T_2 / V_2$$

$$\dot{P}_3 = (\dot{m}_{13} + \dot{m}_{23} - \dot{m}_{34} - \dot{m}_{35}) R T_3 / V_3 \quad (2-5)$$

$$\dot{P}_4 = (\dot{m}_{34} - \dot{m}_{45}) R T_4 / T_4$$

종합해 보면 피스톤링의 축방향 운동을 위한 방정식들이 식(2-2)의 둘과 식(2-5)의 셋으로 형성되었다 이들 다섯 연립 방정식들은 링계-쿠타 적분법으로 풀 수 있다.

### Ⅲ. 피스톤링의 유막 두께

피스톤링과 실린더 벽 사이의 윤활 유막 두께 변화는 피스톤링의 반경방향 운동을 말한다. 이 피스톤링 유막 두께는 피스톤링과 실린더벽 사이의 마찰과 마모에 있어 가장 중요한 의미를 갖는다.

피스톤링의 앞면은 포물선형이고 정점이 중앙에 오지않는 비대칭으로 보았고, 실린더벽은 표면거칠기가 없는 매끈한 평면으로 가정했다. 따라서 피스톤의 왕복운동 전 구간에 걸쳐 유동윤활 이론(hydrodynamic lubrication theory)를 적용할 수 있다. 기공생성(cavitation)과 링팩에 있어서의 불충분윤활(starvation)이 고려되었다.

#### 3-1 단독링의 윤활 이론

##### 가. 피스톤링 및 윤활 현상

피스톤링과 실린더 벽사이의 윤활 현상은 그림 3-1과 같다. 그림에서 보듯이 링앞면은 포물선형이고 포물선의 꼭지점은 링의 중앙에 오지 않고 치우침을 줌으로써 링앞면의 비대칭 일반성을 주었다. 윤활유 흐름의 입구가 채워져 있지 않고 l만큼 들어간 후부터 윤활막이 형

성된 것은 불충분윤활의 일반성을 준 것이다. 포물선의 꼭지점 이후의 확대 흐름 구역에서 압력 저하로 인한 기공형성부분이 있고 윤활유 흐름의 출구가 끝에 있지 않고 안으로 k만큼 들어와 있는 것은 윤활유의 분리를 나타내는 것이다.

피스톤링의 실린더벽 위를 달리는 속도와 그 속도는 다음과 같게 가정할 수 있다.

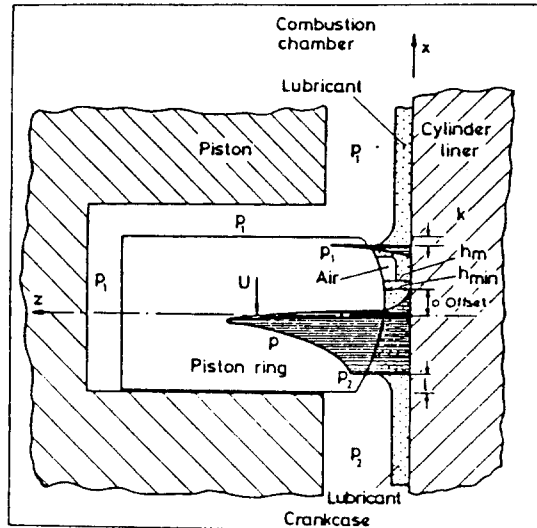


그림 3-1 피스톤링과 실린더벽 사이의 윤활 현상

$$U = r\Omega \left[ \sin \theta + \frac{1}{2} \frac{r}{l} \sin 2\theta \right]$$

$$a = r\Omega^2 \left[ \cos \theta + \frac{r}{l} \cos 2\theta \right]$$

여기서  $r$ 은 크랭크 암 지름,  $\Omega$ 는 크랭크 축 각속도,  $l$ 은 커넥팅로드 길이,  $\theta$ 는 크랭크 각도이다.

나. 링에 반경방향으로 작용하는 힘들

링이 뒷면에 작용하는 가스 압력  $P_0$ 와 입구와 출구 부근의  $k$ 와  $l$ 에는  $p_1$ 과  $p_2$ 가 작용한다. 링의 장력으로 인한 압력  $p_E$ 가 있고, 피스톤링의 유막에 형성되는 유동력(hydrodynamic force)  $P_z$ 가 있다. 이들의 평형식은 다음과 같

다.

$$p_c b + p_e - p_1 k - p_2 l - P z = 0 \quad (3-1)$$

다. 온도 및 점성계수

실린더벽의 온도는 엔진마다 다르겠으나, 예를 들면 상사점의 온도  $T_1$ 은 173°C 하사점의 온도  $T_2$ 는 85°C 이고 그 사이는 직선적으로 변한다고 가정하면 크랭크 각도에 따라 피스톤링이 지나는 실린더벽의 온도  $T$ 는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{2} \left( 1 - \cos \theta + \frac{r}{2l} \sin^2 \theta \right)$$

이 온도에 따른 점성계수 변화는 식(2-1)과 같다.

라. 단독 링을 위한 유동유효 이론

가장 일반적인 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\rho h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right) \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho(u_1 + u_2)h}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\rho(V_1 + V_2)h}{2} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) \end{aligned}$$

만약 링과 벽사이의 유효에서 링 원주 방향으로의 흐름이 없는 축방향 대칭과, 유효유가 비압축성이고, 한 순간의 크랭크 각도에 대해 링 밑의 유막 전체에 걸쳐 점성이 같다고 가정하면 이러한 경우에 대해 레이놀즈 방정식은 다음과 같이 간단화 된다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \Omega \frac{\partial h}{\partial \theta}$$

위식을 두번 적분하면

$$P = A \cdot I_1 + B \cdot \frac{\partial h}{\partial \theta} \cdot I_2 + C I_3 + D \quad (3-2)$$

여기서 A와 B는 임의의 크랭크 각도에 대해 기지의 상수들이고 C와 D는 적분상수들로서 링의 위와 아래의 압력들 그리고 기공 형성 경

계 조건으로 결정되며, 적분들  $I_i$ 는 다음으로 이루어진다.

$$I_1 = \int \frac{dx}{h^2} \cdot I_2 = \int \frac{x}{h^3} dx \cdot I_3 = \int \frac{dx}{h^3}$$

마. 기공형성

포물선형의 피스톤링과 직선형의 실린더 벽 사이는 축소-확대 형상이므로 낮은 압력이 발생할 수도 있고, 또 기공이 형성되어 유막이 깨져 분리될 수도 있다. 이런 경우는 확대 영역에 기공이 형성된다고 알려져 있다. 그리고 기공의 압력은 대체로 대기압에 가깝다고 가정되고 있다.

본 연구에서는 유효유 유막의 압력이 대기압 이하로 내려갈 수 없다는 것과 유막이 분리된다는 레이놀즈의 기공형성 경계 조건을 가정하였다. 이를 수식으로 표현하면

$$p = \frac{dp}{dx} = 0 \quad (3-3)$$

링의 후방의 압력은 대개 대기압보다 높으므로 기공 영역의 유효유의 대기압은 후방 압력으로 올라가며 유막을 재형성한다. 이 영역의 압력곡선은 유량의 연속방정식, 후방의 압력으로 결정된다. 따라서 압력은 보통 세 영역으로 나눌 수 있다. 입구의 압력으로 부터 기공형성이 일어나기 시작하는 곳까지의 전방 영역, 기공형성 영역, 그리고 완전 유막 재형성 영역이다. 이들 세 영역은 입·출구의 압력들  $p_1$ 과  $p_2$ , 기공형성 경계조건, 식(3-3), 그리고 유량 연속방정식의 조건들로부터 결정된다.

바. 유막 두께의 사이클 동안의 변화

식(3-2)의 적분상수들 C와 D가 경계 조건들에 맞게 결정되면 피스톤링의 단위 길이당 작용하는 유동력의 수직 성분들을 직접 적분하여 얻을 수 있다.

$$P_z = \int_{-\left(\frac{b}{2}-i\right)}^{\left(\frac{b}{2}-k\right)} p \, dx$$

$$P_x = - \int_{h_i}^{h_i} p \, dz$$

이들 성분들의 계산에는 앞에서 정의된 세 개의 압력 영역들을 모두 고려한다. 임의의 각도에 대해  $\eta$ ,  $U$  등은 기지값들이다. 각도  $\theta$ 에서  $h_{min}(\theta)$  과  $\frac{dh}{d\theta}(\theta)$  를 알 수 있다고 하면  $\theta + \delta\theta$ 에서의  $h_{min}$ 과  $\frac{dh}{d\theta}$  은 미지값들이다. 유동력의 반경방향 성분  $P_z$ 는 평형식 (3-1)로부터 얻을 수 있다. 따라서 식(3-4)는 수많은 쌍의  $h_{min}$ 과  $\frac{dh}{d\theta}$ 가 있을 수 있다. 이들의 해를 구하기 위해 최초에는 둘 중에 어느 것도 값을 알 수 없으므로 한 사이클 중 유막 두께가 급격히 변하지 않는다고 예상되는 곳의 유막두께  $h_{min}(\theta)$ 을 적당히 주면 식(3-4)로부터  $\frac{dh}{d\theta}(\theta)$ 를 구할 수 있고 그 다음부터의 유막두께  $h_{min}(\theta + \delta\theta)$ 는 사다리꼴 법으로 진행될 수 있다.

$$h(\theta + \delta\theta) = h(\theta) + \left[ \frac{\frac{dh}{d\theta}(\theta) + \frac{dh}{d\theta}(\theta + \delta\theta)}{2} \right] \quad (3-5)$$

처음에는  $\frac{dh}{d\theta}(\theta + \delta\theta) = \frac{dh}{d\theta}(\theta)$ 로 가정하고 식(3-5)에 따라  $h(\theta + \delta\theta)$ 를 식(3-4)에 대입하면 새로운  $\frac{dh}{d\theta}(\theta + \delta\theta)$ 가 나온다. 위의 방법을 반복하여  $h(\theta + \delta\theta)$ 와  $\frac{dh}{d\theta}(\theta + \delta\theta)$ 가 수렴하면 다음 크랭크 각도로 진행한다.

위의 진행방법을 사용하면 대체로 1.25 사이클 정도후면 한 사이클 전의 값과 일치하게 된다.

사. 윤활유 유량

일반적으로 두 면 사이의 유체 흐름은 압력차 흐름(poiseuille flow)와 단순 전단 흐름(couette flow)의 조합으로 볼 수 있는데 특별히 압력 구배가 없는 곳, 즉,  $\frac{dp}{dx} = 0$ 인 곳에서는 단순 전단흐름 뿐이므로 뿐이므로 이 곳의 유막 두께를  $hm$ 이라 하면

$$q = \frac{hmU}{2}$$

이 값을 크랭크 각도에 따라 적분하면 상향행정, 하향행정 또는 한사이클에 대해 링을 지나 는 총 윤활유량을 얻을 수 있다. 또 이 총 윤활유량의 부호에 따라 윤활유 흐름이 연소실 쪽인지 크랭크실 쪽으로 인지를 알 수 있다.

이 총 윤활유 흐름이 총 윤활유 소비량에 중요한 인자이기는 하지만 그외에도 링틈새로의 흐름과 링흐름의 흐름이 있다.

### 3-2 링팩의 윤활 이론

단독 피스톤링의 유동윤활 이론에서는 항상 충분한 양의 윤활유가 링의 입구에 공급된다고 가정했다. 링팩내의 링들의 윤활에서는 앞의 링이 남긴 유막을 뒤의 링이 지나 가게 되므로 불충분한 윤활유가 공급될 지도 모른다. 따라서 링팩 안의 각 링들의 상호작용이 윤활유 흐름의 연속방정식의 조건으로써 주어진다. 유체의 연속조건에 입각하면 링(2) 밑을 지나 는 유량은 링(1) 밑을 지나 는 유량보다 많을 수 없다. 더 일반적인 수식을 표현하면

$$q_{n+1} \leq q_n$$

여기서  $q$ 는 유량이고  $n$ 은 링번호이다. 링( $n+1$ ) 밑을 지나 는 유량은 링( $n$ ) 밑을 지나 는 유량과 같을 수도 있고 적을 수도 있다. 후자의 경우는 그 차가 두링 사이의 공간에 축적되거

나 링틈새로 빠져나갈 것이다.

링(n+1) 밑의 흐름이 불충분 흐름인지 아닌지는 링(n+1)를 충분 흐름이라 하고 계산한  $qn+1$ 과 링(n) 밑을 지나는  $qn$ 과 비교하여 식(3-6)을 만족치 않으면 불충분 유회가 되고 따라서 압력 정점( $\frac{dp}{d\theta} = 0$ 인 곳)의 유막두께  $h$ 도 충분 흐름 때보다 작아질 것이다. 불충분 흐름일 경우에는 새로운  $hm$ 을 계산하여야 한다. 식(3-6)은 다음과 같이 바뀌 쓸 수 있다.

$$(hm)_{n+1} \leq (hm)_n$$

반복 수렴 계산의 첫 가정으로  $(hm)_{n+1} = (hn)_n$ 로 한다.  $hmin(\theta + \delta\theta) = hmin(\theta)$ 로 근사값을 취하면 압력정점의 위치를 알 수 있고 링(2)에서의  $h$ 와  $l$ 값을 변화시키면서 계산하여  $hmin(\theta + \delta\theta)$ 을 수렴시킨다. 이렇게 하여 수렴이 되고 조건들을 만족시키면 그값은 맞는 것이고 그렇지 않으면  $(hm)_{n+1}$  값을 5%씩 줄여 가면서 위 과정을 되풀이 한다.

하향행정에서는 맨 아래링이 링(1)이 되고 아래에서 위로 번호순이 된다. 상향 행정에서는 맨 위 링이 링(1)이 되고 위에서 아래로 번호순이 된다. 계산은 번호순으로 하여 연속방정식의 조건을 만족시킨다. 또한 피스톤링이 상사점에 있을 때 실린더벽에 충분한 유회유가 뿌려져 있으므로 하향행정시 맨 아래링인 링(1)이 충분 흐름이 되고 일반적으로 그 뒤의 링들은 불충분 흐름이 될 것이다. 상향행정 시에는 하향행정시에 맨 위 링이 남겨 놓은 유막을 그대로 다시 지나므로 모든 링들이 불충분 흐름을 겪을 가능성이 있다.

#### IV. 결 과

#### 4-1 링의 축방향 운동 및 랭팩의 압력 계산 결과

그림(4-1)은 두 링의 그루브 안에서의 운동에 대한 크랭크 회전 속도의 영향을 보여 준다. 그림 4-2는 두링 사이의 압력에 대한 크랭크 회전 속도의 영향을 보여준다. 크랭크가 5000rpm일때 제2압축링이 상사점 부근에서 위로 올라가는 이유는 속도가 빠름으로써 두링 사이의 압력 형성이 비교적 낮은 것과 링의 관성력으로 인한 것으로서 이럴 때에는 가스의 크랭크실로의 누출이 심해진다.

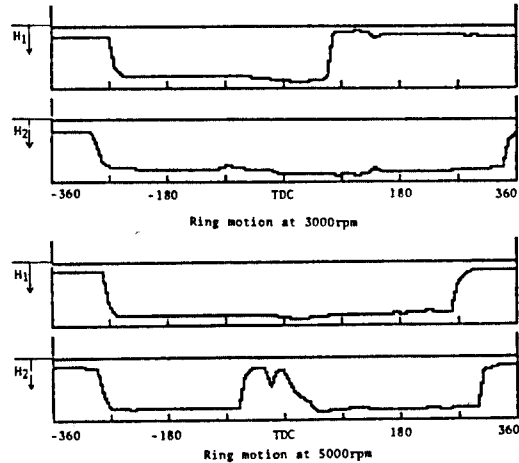


그림 4-1 링의 그루브 안에서의 운동에 대한 크랭크 속도의 영향

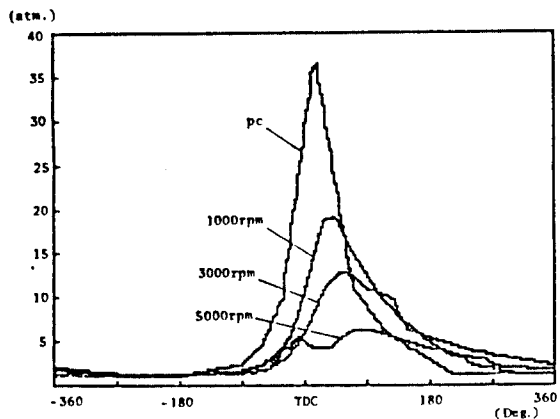


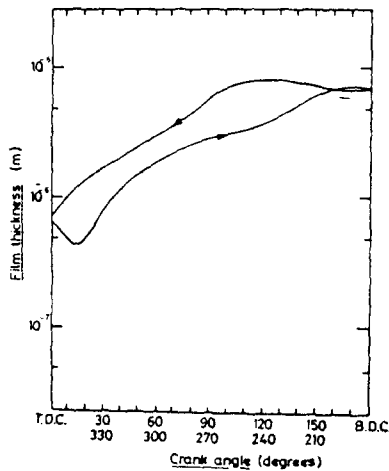
그림 4-2 두링사이의 압력에 대한 크랭크 속도의 영향



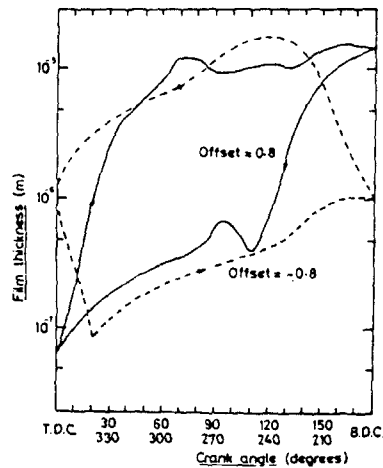
4 - 2 단독링에 대한 계산 결과들

한 사이클 동안의 최소 유막 두께 변화가 링 꼭지점의 지우침 0 그리고  $\pm 0.8$ 에 대해 그림 4-3 (a), (b)에 각각 그려져있다. 링 앞면 곡률 반경과 링 높이의, 최소 유막 두께에 대한 영향이 그림 (4-4)와 (4-5)에 각각 그려

져 있다. 링과 실린더벽 사이를 지나는 윤활유량 및 최소 유막두께에 대한 링치우침의 영향이 (4-6)에 그려져 있다. 대체로 경계 윤활이 발생하는 최소 유막두께가  $25.4 \times 10^{-5}$  mm이고 이럴 때의 마찰계수는 0.1로 일정하다 하면 한 사이클 동안의 마찰력의 변화는 그림(4-7)과 같이 나타난다.



(a) 링치우침 0



(b) 링치우침  $\pm 0.8$

그림 4-3 제압축링에 대한 최소 유막 두께의 사이클 '상'의 변화

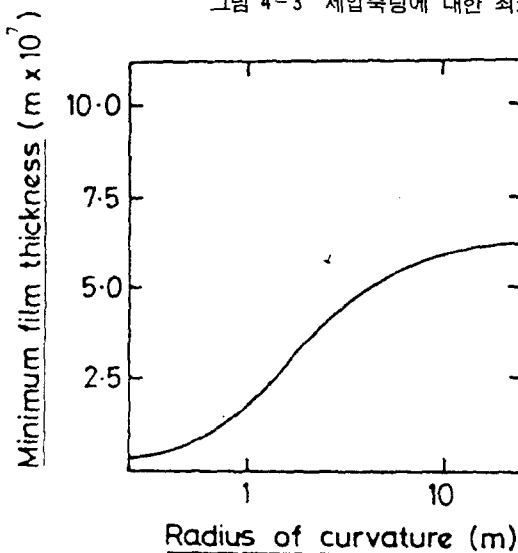


그림 4-4 압축링의 곡률반경에 따른 최소유막 두께의 변화

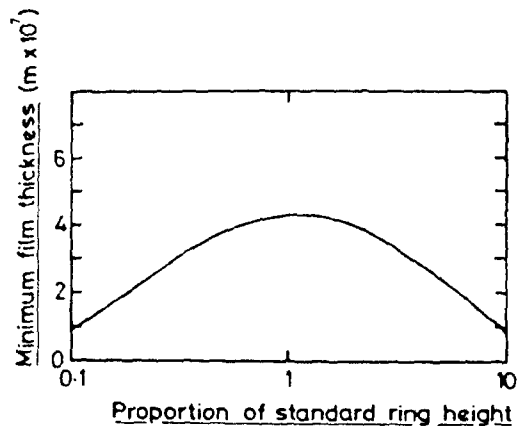


그림 4-5 최소 유막 두께의 링높이에 대한 변화

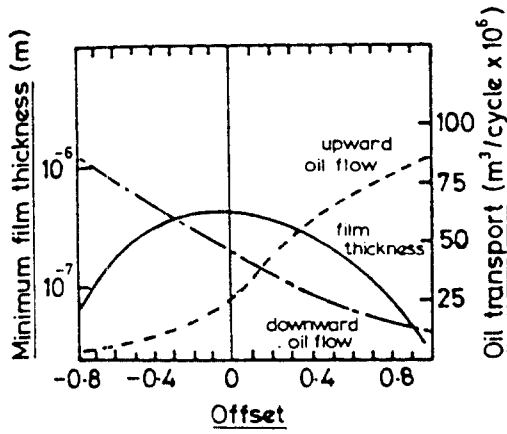


그림 4-6 링과 실린더벽사이를 지나는 윤활유량 및 최소유막두께에 대한 링치우침의 영향

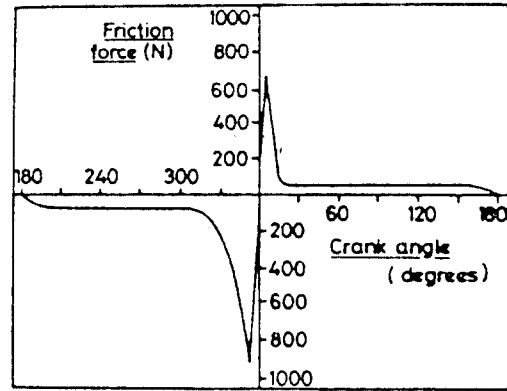
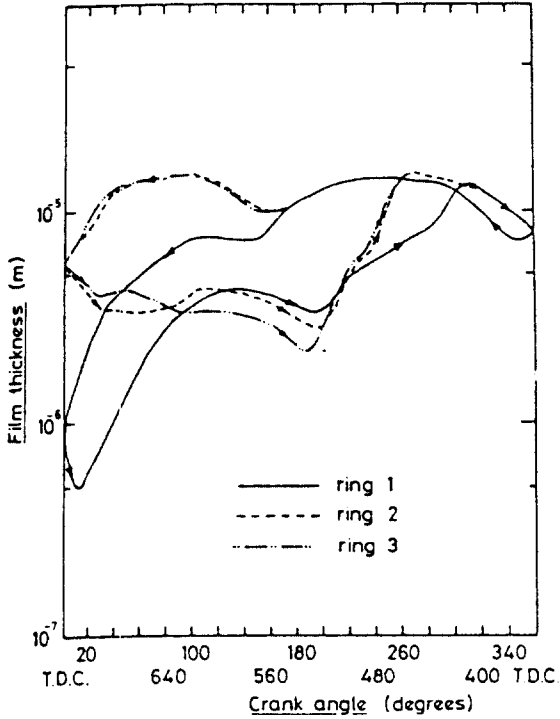
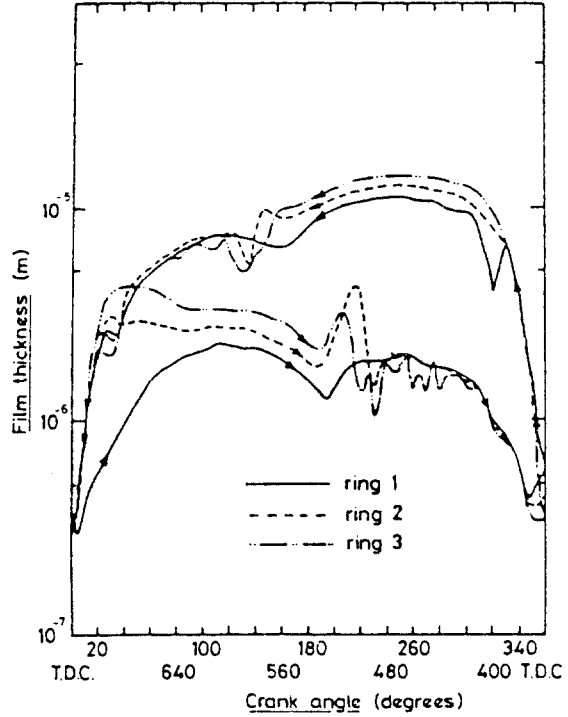


그림 4-7 제 1 압축링의 유동윤활 및 경계윤활을 고려할 때 한 사이클 상의 마찰력 변화



(a) 모든 링들이 충분윤활 일때



(b) 맨 아래링이 하향 행정시 충분윤활이고 다른 경우는 불충분윤활

그림 4-8 세링들에 대한 사이클 상의 유막두께 계산 결과

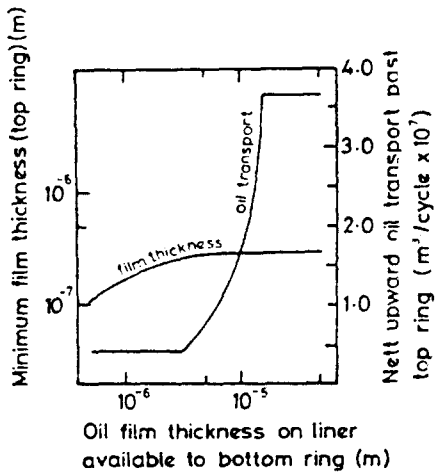


그림 4-9 맨 아래링이 하향행정시 공급받는 유막 두께의 맨위링의 최소 유막두께와 총윤활유 통과량에 대한 영향

### 4-3 링팩에 대한 계산 결과들

링팩에 링이 셋 있다고 하고 각각의 링이 충분한 윤활유를 공급받는다 고 하면 그림(4-8) (a)와 같은 계산결과가 나온다. 유량 연속성이 고려되고 상향 행정시 맨 윗 링이 하향 행정시 남기고 지나온 유막을 다시 지난다고 가정할 때 계산결과는 그림(4-8) (b)와 같다.

압축링들 아래에 윤활유링이 있다고 하면 이 윤활유링이 맨 아래 압축링에 공급하는 유막 두께가 통제된다. 맨 아래 압축링에 공급되는 유막 두께의, 최소 유막 두께와 맨 위 링을 지나가는 상방향 총윤활량에 대한 영향이 그림(4-9)에 나타나 있다.

## V. 토 론

### 5-1 단독 링

그림(4-3)의 결과는 피스톤링들이 싸이클의 대부분에 걸쳐 유동윤활(hydrodynamic lubrication)을 하고 있음을 밀받침한다. 그러나

상사점을 지난 직후의 부근은 위험한 지역으로서 충분한 윤활이 유지되기 어렵다.

링 형상의 유막 두께에 대한 영향이 그림들(4-4), (4-5), (4-6)에 나타나 있다. 이 결과 들은 근년들에 개발된 피스톤링에 대한 진보된 분석이 피스톤링의 설계와 결합들의 진단에 유용할 수 있음을 보여준다.

그림(4-3)에 보이듯이 링 앞면 형상이 유막 두께에 커다란 영향을 준다. 그림(4-3) (b)에 보이듯이 큰 치우침 갖는 링들은 확대부가 큰 행정에서는 유막두께가 작아져서 유체 유막 윤활을 하기에 불충분해 질 수 있음을 보여준다.

그림 4-4에 보이듯이 상사점 직후에 피스톤링이 겪는 최소 유막 두께는 링 앞면의 곡률 반경에 영향을 받는다. 이것은 형상이 다름에 따라 유막압착(Squeeze-film) 작용을 하는 효과 정도가 다른데에 일부 기인하지만, 주로 형상이 다름에 따라 링이 상사점으로 접근하면서 끼워타기(entraing) 작용에 의해 유막을 형성할 수 있는 능력이 다름에 기인한다. 곡률반경이 너무 작으면 끼워타기 작용으로 유막이 커지는데에 한계가 있고, 또, 압착작용으로 급속히 유막이 작아진다. 곡률반경이 너무 크면 부하를 지지할만큼 유동압력이 형성 안되어 유막이 작아진다. 이는 임의의 링 치우침에 대해 가장 큰 최소 유막 두께를 위한 최적 곡률반경이 있음을 의미한다.

그림(4-5)에서 보이듯이 링 높이 또한 유막 두께에 영향을 미친다. 링의 축방향 두께가 작은값으로부터 증가함에 따라 유동 작용으로 인한 유익한 효과가 있으나 어느 정도를 지나면 링 뒤의 압력으로 인한 부하 증가로 그 이점이 줄어든다. 따라서 임의의 링 치우침과, 곡

틀반경에 대해 최적 링 높이가 있다.

그림(4-6)에서 보이듯이 링과 실린더벽 사이의 총 윤활유 운반량이 링 치우침에 영향을 받음을 볼 수 있다. 치우침이 총 윤활유 운반의 방향을 통제한다. 양의 방향으로의 치우침, 즉, 포물선의 꼭지점이 위로 치우쳐 있을 때는 총 윤활유 운반이 위로 향하고, 반대로 음의 치우침, 즉, 링의 포물선 꼭지점이 아래로 치우칠 때는 총 윤활유 운반이 아래로 향한다. 물론 링 팩의 윤활을 위하여 양의 방향으로의 총 윤활유 흐름이 바람직 하나 지나친 양의 방향으로의 운반은 윤활유 소비가 높아지는 결과를 낳을 수 있다.

단독링에 대한 해석 결과들은 피스톤링 윤활의 기본적 특성을 설명한다. 그 해석은 링 형상과 엔진 작동 특성이 유막 두께와 윤활유 운반에 대한 영향을 쉽고 짧은 계산 시간에 밝힐 수 있는 장점이 있다. 반면 링팩 안의 링들 간의 상호 작용에 의해 제약을 받는 한계점이 있다.

### 5-2 링팩

단독링의 해석에서는 링과 실린더벽 사이에 들어가는 윤활유가 충분하다고 가정되었다. 하지만 링팩에서의 각링은 앞의 링이 실린더벽에 남기고 간 윤활유를 지나게 되므로 이로 인해 불충분 윤활이 될 수 있다. 링팩내의 흐름이 연속성으로 인해 각 링에 발생하는 유막 두께가 각 링에의 다른 부하에도 불구하고 대체로 비슷하다. 이 중요한 발견이 그림(4-8)에 보여져 있다.

그림(4-9)에는 윤활유링의 윤활유 운반과 유막 두께에 대한 영향을 보이고 있다. 굵기 작용이 더 세어지고 윤활유 유막이 얇아지기는 하는데 맨 위 링의 유막 두께가 많이 영향을

받기 전에 총 윤활유 운반량이 상당히 영향을 받음을 볼 수 있다.

## VII. 결론

이 논문에 발표된 피스톤링 윤활의 해석은 왕복 엔진들의 작동 사이클의 대부분에 걸쳐 유동윤활이 이루어진다는 견해를 확증하였다. 하지만, 대체로 상사점 직후에 생기는 최소 유막 두께들은 이 영역에서 경계 혹은 혼합 윤활로 천이됨이 틀림 없음을 보여준다.

단독링의 해석은 링 설계와 엔진 작동 조건들의 유막 두께, 윤활유 운반과 마찰에 대한 영향에 관한 유용한 설계 및 진단 정보를 줄 수 있도록 사용될 수 있다.

링팩의 경우에는 각 링들 간의 상호작용을 계산에 넣을 필요가 있다. 흐름의 연속성의 개념은 불충분 윤활에 대한 계산을 할 수 있게 한다. 불충분 윤활의 결과 각 링들에 걸리는 부하에 상관없이 모든 압축링들이 비슷한 유막 두께의 사이클을 이룬다.

링팩의 윤활 해석시는 링팩 내의 압력 분포를 알아야 하는데, 연소실 내의 압력 사이클, 링 팩의 형상 및 치수 등을 알면 가스 흐름 해석으로 만족할 만한 계산을 할 수 있다.

좋은 윤활유링은 제 1 압축링의 유막두께에 나쁜 영향을 주지 않으면서도 총 윤활유 운반량을 줄일 수 있다.

이 논문의 이론은 2행정 혹은 4행정 왕복 엔진들에 적용될 수 있다.

이 논문에서 링들이 비틀리지 않는다고 가정되었다. 즉 링의 단면이 링 홈 안에서 축방향 혹은 반경방향 평행운동은 하되 회전운동은 안하므로 링의 꼭지점의 치우침 위치가 전 썩이

클에 대해서 고정되어 있다. 이 간단화된 가정에 의해 유동 조건에 기초하여 최적 피스톤링 설계를 할 수 있다. 이 방법에 의해 향상된 유막 두께와 따라서 링 조합의 수명으로 이어질 수 있다.

이 해석으로부터 윤활유 소비량을 계산할 수

는 없다. 다만 링팩내에 윤활유 흐름의 총량의 중요한 성분인 링과 실린더벽 사이의 윤활유 운반량은 계산할 수 있다.

이 해석으로부터 피스톤링과 실린더벽 사이의 마찰력을 계산할 수 있고 피스톤링으로 인한 마찰 손실을 계산할 수 있다.

### 참 고 문 헌

1. Castleman, R. A., "A Hydrodynamic Theory of Piston Ring Lubrication," Physics, V Vol. 7, 1936, Sept., PP 364~367.
2. Dowson, D. and Taylor, C.M. "Cavitation in Bearings". Arn. Rev. Fluid Mech., Vol. 11, 1979, PP 35~66.
3. Economou, P. N., "An Investigation into the Lubrication of Piston Rings", Daros Information, 78/1, PP 3 - 3, 3- 9.
4. Brown, S. R. and Hamilton, G. M., "The Partially Lubricated Piston Ring", Journal Mech. Engrg. Sci., Vol. 19, No. 2, 1977, PP. 81~89.
5. Moore, S. L. and Hamilton, G. M., "The Starved Lubrication of Piston Rings in a Diesel Engine", Journal Mech. Engrg. Sci., Vol. 20, No. 6, pp 345-352.
6. Ting, L. L. and Mayer, J. E., "Piston Ring Lubrication and Cylinder Bore Wear Analysis, Part I-Theory, Part II - Theory Verification", Trans. A. S. M. E., Series F, Journal of Lubrication Technology, Vol. 96, No. 3, pp 305-314, No. 2, pp 258-266, 1974.
7. Furuhashi, S. and Hiruma, M. et. al., "Piston Ring Motion and Its Influence on Engine Tribology", Trans. S. A. E., 79086, pp 2929-2941, 1979
8. Namazian, M. and Heywood, J. B., "Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Spark-Ignition Engine : Effect on Hydrocarbon Emissions, Efficiency and Power", Trans. S. A. E., 820088, pp 261-288, 1982
9. Dowson, D. and Economou, P. N. et. al., "Piston Ring Lubrication-Part II : Theoretical Analysis of a Single Ring and A Complete Ring Pack", A. S. M. E., Energy Conservation Through Fluid Film Lubrication Technology : Frontiers in Research and Design, 1969