

〈논 문〉 SAE NO. 953780

내연기관 피스톤 링 팩의 혼합윤활해석

Mixed Lubrication Analysis of Piston Ring Pack in Internal Combustion Engine

윤 정 의*
J. E. Yun

ABSTRACT

Approximately 30 to 70% of the mechanical losses in a reciprocating engine are contributed by the friction at the piston ring-cylinder interface. The friction characteristics of the piston ring during engine operation is known to as mixed lubrication experimentally. The mixed lubrication models based on the Average Reynolds Equation have been used by this time in order to study the tribological performance of the ring. However, the Average Reynolds Equation contains the expected value term(\bar{h}_r) of local film thickness as well as nominal film thickness(h), so that the work of numerically solving \bar{h}_r must be included to obtain the pressure in the oil film. The process of solving \bar{h}_r causes a greater multiplying in the numerical solution.

In this paper the mixed lubrication analysis using the Simplified Average Reynolds Equation in the piston ring is presented. This equation has only h as oil film thickness term. Therefore the tedious numerical procedure required to obtain \bar{h}_r is not needed, and also, computation time can be reduced.

주요기술용어 : Reynolds Equation(레이놀즈 방정식), Hydrodynamic and Mixed Lubrication(유체 및 혼합 윤활), Piston Ring(피스톤 링), Oil Film Thickness(유막 두께), Friction(마찰력)

기호설명

A_{Ac} : 윤활표면 돌기들의 단위면적당 실제 접촉면적 [-]

A_c : 윤활표면 돌기들의 실제접촉면적 [m^2]
 B : 링의 두께 [m]
 E : 두윤활표면 재료의 탄성을 [N/m^2]
 h : 공칭유막두께 [m]
 h_0 : 시간에 따른 최소유막두께 [m]
 h_1 : 링 윤활면 현상 [m]

* 정회원, 고등기술연구원

\bar{h}_T : h_T 의 국부 평균값 [m]
 h_T : 표면거칠기를 고려한 국부 유막두께 [m]
 L : 링의 윤활면 [m]
 L_T, L_B : 링의 표면중 상류 및 하류의 가스에 노출된 부분 [m]
 p : 유막내 발생압력 [N/m²]
 p_T, p_B : 상류 및 하류측 가스압력 [N/m²]
 p_H : 링 뒤쪽면에서 작용하는 가스 압력 [N/m²]
 p_0 : 무차원화를 위해 도입한 값 (= $6\mu_0 U_0 L / \sigma^2$)
 \bar{q}_x, \bar{q}_y : 거친 윤활면 사이에 흐르는 단위면적당 유량 [m/sec]
 P_{AC} : 윤활표면 돌기들의 단위면적당 접촉력 [N/m²]
 R : 엔진 실린더 반경 [m]
 R_C : 엔진의 크랭크 암 길이 [m]
 R_{CWD} : 링폭 [m]
 t : 시간 [sec]
 $\Delta \bar{t}$: 수치해석시 시간중분 [-]
 U : 윤활면의 속도 [m/sec]
 U_0 : 무차원화를 위해 도입한 기준 피스톤 속도 (= ωR_C) [m/sec]
 V_{n1}, V_{n2} : 표면거칠기의 분산 비 [-]
 W_c : 윤활표면 돌기들의 접촉력 [N/m²]
 β : 윤활면 돌기들의 꼭지점 평균 곡률 반경 [m]
 γ : 표면 거칠기의 형상계수 [-]
 δ_1, δ_2 : 두윤활표면의 랜덤 거칠기 높이 [m]
 δ : 두윤활표면의 랜덤 거칠기 높이의 합 (= $\delta_1 + \delta_2$) [m]
 $f(\delta)$: δ 에 대한 확률밀도 함수
 η : 윤활표면 돌기들의 밀도 [1/m²]
 μ : 윤활유 점도 [N/(m²sec)]
 μ_0 : 무차원화를 위해 도입한 윤활유의 참고 점도값 [N/(m²sec)]
 π : 원주율 [-]
 σ_1, σ_2 : 윤활표면의 RMS 거칠기 [m]
 σ : 두윤활 표면의 평균 RMS 거칠기 (= $\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$) [m]

τ_c : 표면돌기들의 접촉전단응력 [N/m²]
 τ_h : 윤활유의 전단응력 [N/m²]
 τ : 엔진의 1 사이클 (= 720°) [-]
 ϕ_s, ϕ_p, ϕ_c : 유동계수 [-]
 ϕ_c : 접촉계수 [-]
 ϕ_s, ϕ_p, ϕ_f : 거친표면을 위한 전단응력 계수 [-]
 ω : 엔진의 각속도 [rad/sec]
 $\varphi(s)$: 표면돌기의 표준밀도함수 [-]

1. 서 론

내연기관에서 출력의 상당부분은(10~20%) 기계적 마찰손실로 소모되며, 이러한 기계적 마찰손실의 30~70%는 피스톤-링 결합체에 의해 발생한다^{1)~4)}. 피스톤 링의 마찰특성은 엔진의 구조, 피스톤과 링의 형상, 엔진의 운전조건 등 여러요인에 의해 영향을 받게된다. 그러므로 최적의 피스톤/링 팩 설계를 위해 이러한 모든 특성을 실험적으로 규명한다는 것은 불가능하며 수치해석을 통한 피스톤/링 팩의 윤활특성 해석은 매우 유용한 수단이 될 수 있다.

피스톤 링에 대한 이론적 접근은 1936년 Castleman이 처음으로 유체윤활 이론을 사용하여 유막 두께를 계산한 이후, 오랫동안 전통적인 유체윤활 지배방정식인 레이놀즈 식을 사용하여 이론적 해석을 수행하여 왔다^{5)~7)}. 1980년대 이후 여러 사용엔진을 사용하여 실험한 결과, 엔진 피스톤 링의 경우 행정의 상하사점 근방에서는 명백히 유체윤활 특성에서 벗어나 혼합윤활 특성을 갖는다는 것이 밝혀졌으며^{8)~11)}, 이론 분야에서도 Rohde등에 의해 혼합윤활 특성을 포함하여 이를 해석하려는 시도가 있었다¹²⁾. Rohde는 처음으로 혼합윤활 특성을 반영한 피스톤 링의 윤활해석을 시도하였다. 그는 기존의 유체윤활 지배방정식인 레이놀즈 식으로 부터 윤활면의 표면거칠기를 통계적으로 고려하여 새롭게 구성한 Patir, Cheng의 평균 레이놀즈 식(Average Reynolds Equation)을 사용하여 링의 윤활해석을 수행하였으며, 이후 많은 연구자들이 엔진 피

스톤 링의 해석시 그의 방법을 사용하여 좋은 결과를 얻었다^{13),14)}. 그러나 평균 레이놀즈 식은 수치해석시, 두 윤활표면 미세돌기들의 접촉을 고려한 평균 유막간격(\bar{h}_T)에 대한 별도의 계산을 필요로 한다^{12),17)}.

본 연구에서는 접촉계수(Contact Factor)를 도입하여 이러한 문제를 해소한 Wu, Zheng의 단순화된 평균 레이놀즈 식(Simplified Average Reynolds Equation)을 사용하여 피스톤 링의 혼합윤활 해석을 위한 수학적 모델링을 하였다. 이식의 경우 공칭유막두께(Nominal Film Thickness) h 만으로 방정식이 표현되므로 모델링 작업 및 계산시간이 훨씬 단축된다.

최종적으로 모델의 수치해석을 통해 가솔린 기관의 운전조건(엔진 회전수) 및 링의 혼합윤활 특성에 큰 영향을 미치는 윤활표면 거칠기 변화에 따른 피스톤 링팩의 윤활 특성(유막 두께, 마찰력)을 규명하였다.

2. 피스톤 링의 혼합윤활 모델

엔진 피스톤 링은 피스톤의 선속도가 빠른 행정 중반의 일부를 제외하고는 대부분의 행정에서 링고 실린더 라이너 사이 유막이 얇아져 윤활면의 거칠기가 중요한 역할을 하게되는 혼합윤활 특성을 갖게된다. 그러므로 운전중 링의 윤활 특성을 충분히 이해하기 위해서는 윤활면의 거칠기에 대한 영향이 반영된 혼합윤활 해석이 필요하다.

1974년 Patir와 Cheng은 σ_1, σ_2 의 거칠기를 가진 두 윤활면이 각각 U_1, U_2 의 속도로 움직일

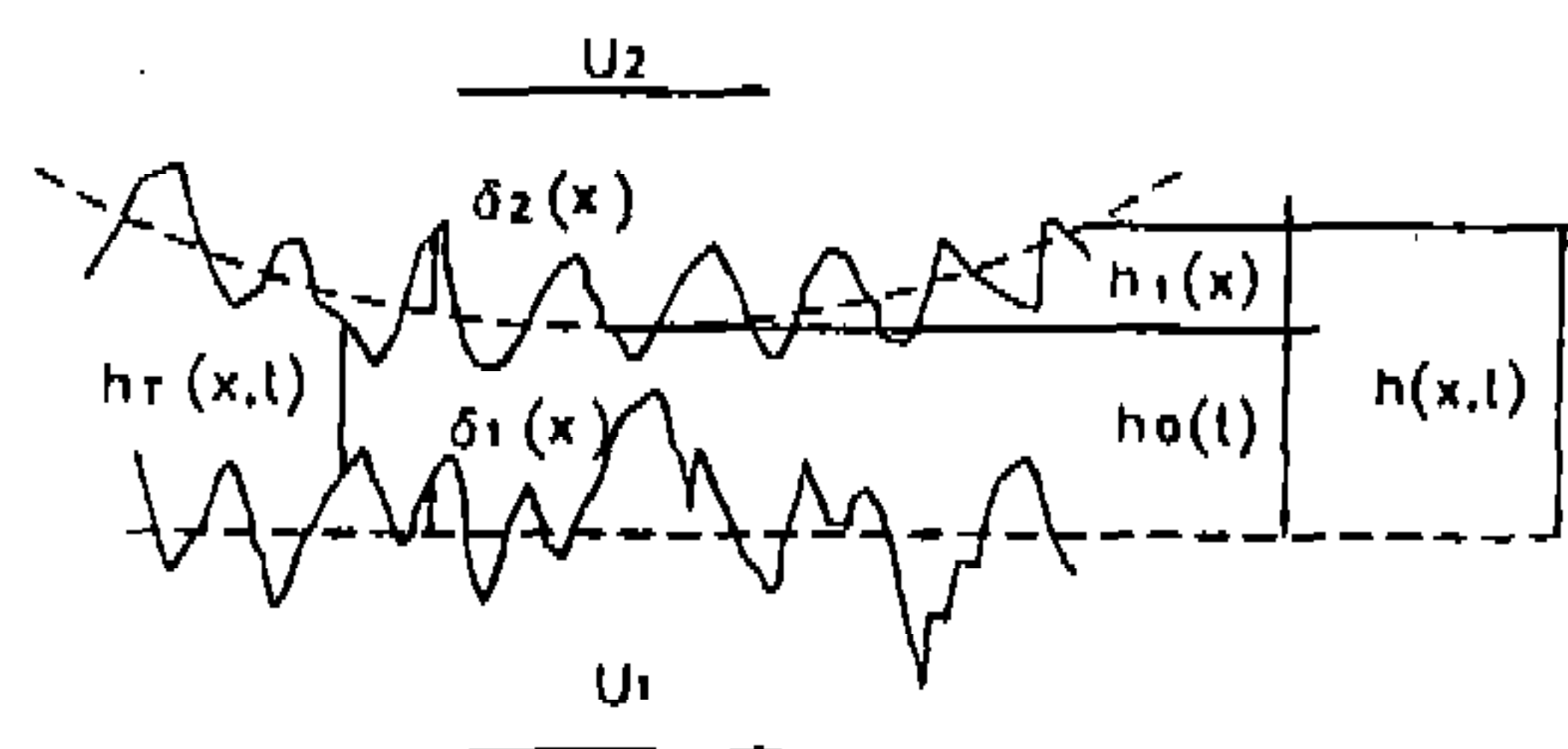


Fig.1 Film thickness function

때 두면 사이에 흐르는 유량을 아래 (1)식과 같이 정의한 후, 매끈한 표면을 가진 윤활면 사이에 흐르는 유량과의 비교를 통해 (1)식에서 도입된 유동계수들(Flow Factors) ϕ_x, ϕ_y, ϕ_t 를 결정해줌으로서 거친 표면의 영향을 유막의 압력 계산시 반영해 주게되는 평균 레이놀즈 식(Average Reynolds Equation) (2)를 발표하였다^{15),16)}.

$$\bar{q}_x = -\phi_x \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{U_1 + U_2}{2} \bar{h}_T + \frac{U_1 - U_2}{2} \sigma \phi_x$$

$$\bar{q}_y = -\phi_y \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{U_1 + U_2}{2} \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial x} + \frac{U_1 - U_2}{2} \sigma \frac{\partial \phi_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t} \tag{2}$$

위의 식으로부터 유막사이의 발생압력 p 를 구하기 위해서는 공칭유막두께(Nominal Film Thickness) h 이외에, 아래 (3)식과 같이 정의되는 윤활표면의 미세돌기들의 접촉을 고려한 평균 유막간격(\bar{h}_T)에 대한 계산을 필요로 한다(Fig.1).

$$\bar{h}_T = \int_{-h}^{\infty} (h + \delta) f(\delta) d\delta \tag{3}$$

이러한 문제를 해결하기 위해 Wu와 Zheng은 아래 (4)식과 같이 정의되는 접촉계수(Contact Factor)를 도입하였다¹⁷⁾.

$$\phi_c = \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial h} = \int_{-H}^{\infty} \varphi(s) ds \tag{4}$$

위의 접촉계수를 사용하여 \bar{h}_T 에 대한 미분항을 아래 (5), (6)식과 같이 정리하여 (2)에 대입하면 최종적으로 (7)식과 같은 단순화된 평균

레이놀즈 식((Simplified Average Reynolds Equation)을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial \bar{h}_T}{\partial x} = \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial h} \frac{\partial h}{\partial x} \quad (5)$$

$$\frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t} = \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial h} \frac{\partial h}{\partial t} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) \\ &= \phi_c \left[\frac{U_1 + U_2}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \right] + \frac{U_1 - U_2}{2} \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} \end{aligned} \quad (7)$$

위의 (7)식을 사용하여 피스톤 링의 유막 두께를 계산하기에 앞서 링과 실린더 라이너 사이의 유막을 무한 평판 베어링으로 가정하고, 피스톤 링은 정지한 채 실린더가 U 의 속도로 움직인다고 가정하여 (7)식을 단순화 시키면 아래의 (8)식을 얻을 수 있다(Fig.2).

$$\frac{d}{dx} \left(\phi_x \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \right) = \phi_c \left[\frac{U}{2} \frac{dh}{dx} + \frac{dh}{dt} \right] + \frac{U}{2} \sigma \frac{d\phi_s}{dx} \quad (8)$$

경계조건 : $p(0, t) = p_T(t), p(L, t) = p_B(t)$

위의 식(8)에서 유막두께 h 는 다음의 (9)식

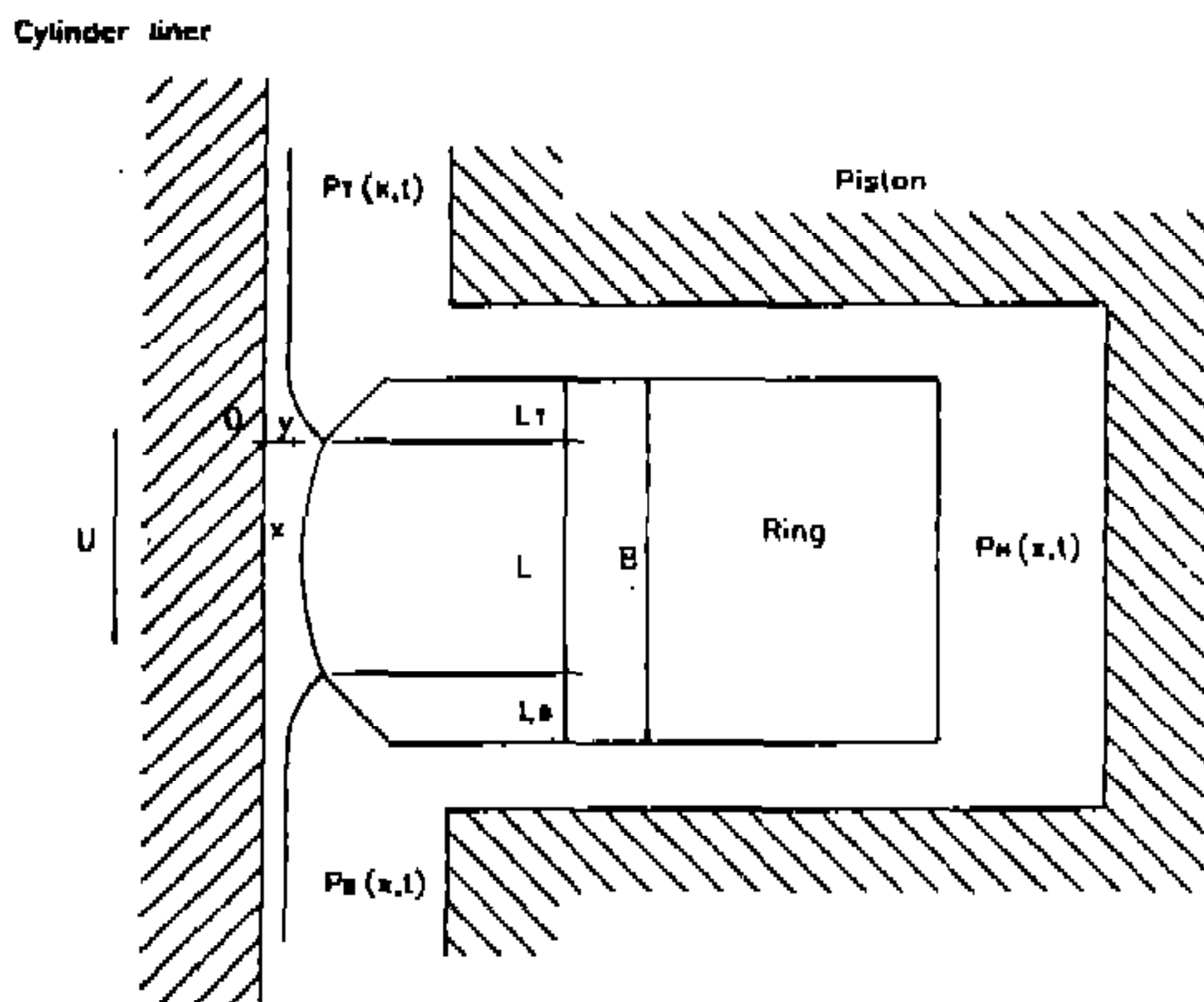


Fig.2 Geometry of lubricated conjunction between piston ring and cylinder liner

과 같이 링 표면의 형상 및 시간에 따른 변화의 향으로 나누어 표시할 수 있다(Fig.1).

$$h(x, t) = h_0(t) + h_1(x) \quad (9)$$

3. 수치해석

계산의 편리를 위해 위의 (8)식에서 윤활유의 점도는 링폭내에서는 일정한 값을 가진다고 가정한 후 아래와 같은 무차원 변수를 사용하여 (8)식을 무차원화시켜 새롭게 정리하면 (11)식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \bar{x} &= x/L & H &= h/\sigma \\ \bar{t} &= t\omega & \bar{h}_0 &= h_0/\sigma \\ \bar{p} &= p/p_0 & \bar{h}_1 &= h_1/\sigma \\ \bar{\mu} &= \mu/\mu_0 & \bar{U} &= U/U_0 \end{aligned} \quad (10)$$

$$\frac{d}{d\bar{x}} \left(\phi_x H^3 \frac{d\bar{p}}{d\bar{x}} \right) = \bar{\mu} \bar{U} \left(\phi_c \frac{dH}{d\bar{x}} + \frac{d\phi_s}{d\bar{x}} \right) + 2 \frac{L}{R_c} \frac{\mu \phi_c}{\bar{\mu}} \frac{dH}{d\bar{t}} \quad (11)$$

경계조건 : $\bar{p}(0, \bar{t}) = \bar{p}_T(\bar{t}), \bar{p}(1, \bar{t}) = \bar{p}_B(\bar{t})$

경계조건을 사용하여 위의 식(11)을 \bar{x} 에 대해 두번 적분한 후 최종적으로 정리하면 압력에 대한 아래의 식(12)를 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \bar{p}(\bar{x}, \bar{t}) &= \bar{p}_T(\bar{t}) + [\bar{p}_B(\bar{t}) - \bar{p}_T(\bar{t})] \frac{I_3(\bar{x}, \bar{t})}{I_3(1, \bar{t})} \\ &+ \bar{\mu} \bar{U} [I_2(\bar{x}, \bar{t}) - I_2(1, \bar{t})] \frac{I_3(\bar{x}, \bar{t})}{I_3(1, \bar{t})} \\ &+ 2 \frac{L}{R_c} \frac{\mu}{\bar{\mu}} \frac{dH}{d\bar{t}} [I_1(\bar{x}, \bar{t}) - I_1(1, \bar{t})] \frac{I_3(\bar{x}, \bar{t})}{I_3(1, \bar{t})} \end{aligned} \quad (12)$$

위의 식에서 $I_1(\bar{x}, \bar{t}), I_2(\bar{x}, \bar{t}), I_3(\bar{x}, \bar{t})$ 은 아래와 같이 정의되는 적분식이다.

$$I_1(\bar{x}, \bar{t}) = \int_0^{\bar{x}} \frac{\phi_c(H) \xi}{\phi_x(H, \gamma) H^3(\xi, \bar{t})} d\xi$$

$$I_2(\bar{x}, \bar{t}) = \int_0^{\bar{x}} \frac{1}{\phi_s(H, \gamma) H^3(\xi, \gamma)} d\xi \quad (13)$$

$$\left[\int_0^{H(\xi, \bar{t})} \phi_c(H) dH + \phi_s(H, \gamma) \right] d\xi$$

$$I_3(\bar{x}, \bar{t}) = \int_0^{\bar{x}} \frac{1}{\phi_s(H, \gamma) H^3(\xi, \bar{t})} d\xi$$

식 (12)로 부터 유막사이의 압력을 구하기 위해서는 유막두께에 대한정보($H, dH/d\bar{t}$)가 추가적으로 필요하다는 것을 알 수 있다. 이를 위해 링의 반경방향으로 작용하는 주요한 힘들로부터 힘의 평형방정식을 세우면 아래의 식 (14)를 얻을 수 있다.

$$F_T = F_{c, oil} + F_{c, asp} + F_{l, pre} - F_{g, pre} - F_{r, ten} = 0 \quad (14)$$

위의 (14)식에서 먼저 유막에서 발생하는 압력항($F_{c, oil}$)은 Half Sommerfeld 경계조건을 취하여 아래와 같이 구한다.

$$F_{c, oil} = 2\pi R L p_o \int_0^1 \bar{p} \chi(\bar{p}) d\bar{x} \quad (15)$$

$$\text{여기서 } \chi(\bar{p}) = \begin{cases} 0, & \bar{p} < 0 \\ 1, & \bar{p} \geq 0 \end{cases}$$

그리고 링과 실린더 사이의 유막이 얇아져 윤활표면의 미세한 돌기들이 접촉할 경우 접촉 반력항($F_{c, asp}$)은 Greenwood, Tripp의 식 (17), (18)을 사용하여 링 폭에 대해 적분하여 구하였다((16)식)⁽¹⁸⁾. 그들은 같은 형상의 돌기들(Asperities)이 가우스 분포를(Gaussian Distribution) 하고 있는 두개의 거친표면을 가진 평판이 접촉할 때 발생하는 단위면적당 접촉력(P_{AC}) 및 접촉면적(A_{AC})을 탄성변형의 범위에서 유도하였다.

$$F_{c, asp} = 2\pi R \int_0^B P_{AC}(h) dx \quad (16)$$

$$P_{AC}(h) = \frac{6\sqrt{2}}{15} \pi (\eta \beta \sigma)^2 E \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} F_{3/2} \left(\frac{h}{\sigma} \right) \quad (17)$$

$$A_{AC}(h) = \pi^2 (\eta \beta \sigma)^2 F_2 \left(\frac{h}{\sigma} \right) \quad (18)$$

여기서 $F_n \left(\frac{h}{\sigma} \right)$ 는 아래의 (19)식과 같이 정의되는 함수이다.

$$F_n \left(\frac{h}{\sigma} \right) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{h/\sigma}^{\infty} \left(S - \frac{h}{\sigma} \right)^n e^{-\frac{S^2}{2}} dS \quad (19)$$

수치모델링시 함수 (19)는 계산시간의 단축을 위해 부록에 주어진 비선형 함수로 바꾸어 사용하였다¹²⁾.

링의 표면중 윤활유의 부족으로 가스에 노출되어진 부분에서 경계압력에 의해 발생하는 압력항($F_{l, pre}$)은 아래 (20)식과 같이 정의 된다.

$$F_{l, pre} = 2\pi R (p_T L_T + p_B L_B) \quad (20)$$

그리고 링의 뒤쪽면의 가스 압력에 의해 링에 작용하는 압력($F_{g, pre}$)은 아래의 (21)식과 같이 정의된다.

$$F_{g, pre} = 2\pi p_H (R - R_{CWD}) B \quad (21)$$

마지막으로 링의 장력에 의한 힘($F_{r, ten}$)은 (22)식과 같이 정의된다.

$$F_{r, ten} = K_r h \quad (22)$$

위의 식에서 K_r 은 링의 장력에 상응하는 스프링 상수이다.

위의 식으로 부터 유막에서 발생하는 압력 및 유막두께를 계산하는 수치적 과정은 다음과 같다. 먼저 $h_0, dh_0/d\bar{t}$ 에 대한 임의의 초기값을 가정한 후 (12)식으로 부터 \bar{p} 를 구하고, 구한 \bar{p} 를 사용하여 계산한 (14)식의 F_T 가 아래 (23)의 수렴조건을 만족하는가를 확인한다.

$$|F_T| < \epsilon$$

여기서 $\varepsilon_1 : dh_0/dt$ 의 수렴반경

만약 (23)식을 만족하지 못할 경우 뉴턴 방법(Newton's Method)에 의해 dh_0/dt 에 대한 새로운 값을 아래와 같이 구하여 새로운 dh_0/dt 에 대해 반복 계산을 수행한다.

$$\left. \frac{dh_0}{dt} \right|_{\text{new}} = \frac{dh_0}{dt} \quad (24)$$

$$\frac{F_T}{4\pi L^2 p_0 \bar{\mu} \int_0^1 [I_1(\bar{x}, \bar{t}) - \frac{I_3(\bar{x}, \bar{t})}{I_3(1, \bar{t})} I_1(1, \bar{t})] \chi(\bar{p}) d\bar{x}}$$

위의 반복 계산을 통해 ε_1 을 만족하는 dh_0/dt 를 구했다면, 이로부터 전향 오일러 방법(Forward Euler Method)에 의해 $\Delta \bar{t}$ 만큼 충분한 새로운 h_0 를 아래의 (25)식에 의해 구한 후 다음 단계로 진행한다.

$$h_0(\bar{t} + \Delta \bar{t}) = h_0(\bar{t}) + \Delta \bar{t} \frac{dh_0(\bar{t})}{dt} \quad (25)$$

최종적으로 전 행정($\bar{t} = 0^\circ \sim 720^\circ$)에 대해 계산을 마친 후 초기에 설정한 $h_0(\bar{t})$ 와 마지막으로 계산한 $h_0(\bar{t} + \tau)$ 가 아래 (26)의 수렴조건을 만족할 때까지 다시 처음으로 돌아가 반복 계산을 한다.

$$|h_0(\bar{t}) - h_0(\bar{t} + \tau)| < \varepsilon_2 \quad (26)$$

여기서 $\varepsilon_2 : h_0(\bar{t})$ 의 수렴반경

τ : 엔진의 1 사이클(720°)

피스톤 링의 마찰력은 위의 식들로 부터 구한 유막 두께 및 압력으로 부터 구할 수 있다. 피스톤 링의 마찰력은 링과 실린더 사이에 존재하는 오일의 전단력에 의해 발생하는 것(Viscous Friction)과, 윤활면의 미세돌기들에 접촉할 경우 발생하는 전단력에 의한 것(Boundary Friction)이 서로 중첩되어 발생한다. 점성 마찰력(Viscous Friction) F_V 및 경계 마찰력(Bounda-

ry Friction) F_B 는 아래의 식으로 부터 구할 수 있다^{(15), (16)}.

$$F_V = 2\pi R \int_0^L \tau_h dx \quad (27)$$

$$\tau_h = -\frac{\mu U}{h} [\phi_f + (1 - 2V_{r2}) \phi_{fs}] + \frac{dp}{dx} [h \phi_{fp} (\frac{1}{2} + V_{r2}) - V_{r2} \bar{h}_1] \quad (28)$$

$$F_B = \tau_0 A_c + \alpha W_c \quad (29)$$

$$A_c = 2\pi R \int_0^L A_{Ac}(h) dx \quad (30)$$

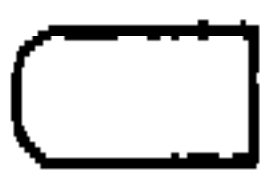
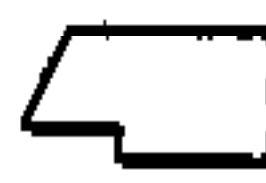

$$W_c = 2\pi R \int_0^L P_{Ac}(h) dx \quad (31)$$

식(28)에 의하면 점성 마찰력(F_V)을 계산할 때 유막의 두께가 무한히 얇아질 경우 τ_h 값이 무한히 커져 버린다. 이러한 문제를 해결하기 위해 Robde는 유막이 얇아질 경우 오일은 무한한 전단력을 견딜 수 없으며 아래의 (32)식과 같이 특정한 상수 τ_0 , α 및 압력 p 에 의해 결정되는 실험식의 전단력을 보인다고 가정하였다⁽²⁾.

$$\tau_c = \tau_0 + \alpha p \quad (32)$$

본 연구에서도 만약 $|\tau_h| > |\tau_c|$ 일 경우, $|\tau_h| = |\tau_c|$ 의 값을 유지한다고 가정하여

Table 1 Ring pack specifications

	Top ring	Second ring	Oil ring
Type	(Barrel) 	(Napier) 	(3-piece) 
Thickness	1.5 (mm)	1.5 (mm)	0.51 (mm)
Width	3.25 (mm)	3.25 (mm)	2.35 (mm)
Tangential load	13.25 (N)	8.00 (N)	39.22 (N)
Gap area	0.138 (mm ²)	0.098 (mm ²)	0.15 (mm ²)
Mass	7.36 (g)	7.06 (g)	4.04 (g)

마찰력을 계산하였다. 수치해석시 링에 공급되는 윤활유는 충분하며, 실린더 라이너 및 링의 온도는 엔진회전수에 관계없이 일정한값을 가지는 것으로 가정하였다. 그리고 τ_0 , α , $\eta\beta\alpha$, α/β , γ 는 각각 2MPa, 0.08, 0.05, 0.0001, 1의 값을 사용하였으며¹²⁾, 링의 주요 사양은 Table.1과 같다.

Fig.3은 운전중 피스톤 링 팩 주변에 작용하는 가스압력의 분포를 나타낸 그림으로 이는 링의 윤활 해석시 경계조건(p_T , p_B)으로 사용된다. 아래의 링 팩 윤활 계산시 먼저 오일링 주변의 가스압력(p_5 , p_6 , p_7)은 오일 팬의 압력과 동일한 대기압으로 가정하였으며, 링사이의 압력(p_2 , p_3 , p_4)은 측정된 실린더 압력(p_1)으로부터 계산한 결과(Fig.4)를 사용하였다¹⁹⁾.

4. 결과 및 고찰

Fig.5는 엔진의 회전수 변화에 따른 각 피스톤 링의 운전중 유막두께를 계산한 결과이다.

Fig.5 (a)의 첫번째 링 계산 결과를 살펴보면 회전수가 증가함에 따라 유막의 두께가 전체적으로 증가하는 경향을 보이는데 이는 링의 운동속도 증가에 따라 유막사이의 발생압력이 커지기 때문이다. 특히 이러한 경향은 선속도가 커지는 행정의 중반 영역에서 두드러지게 나타난다. 그

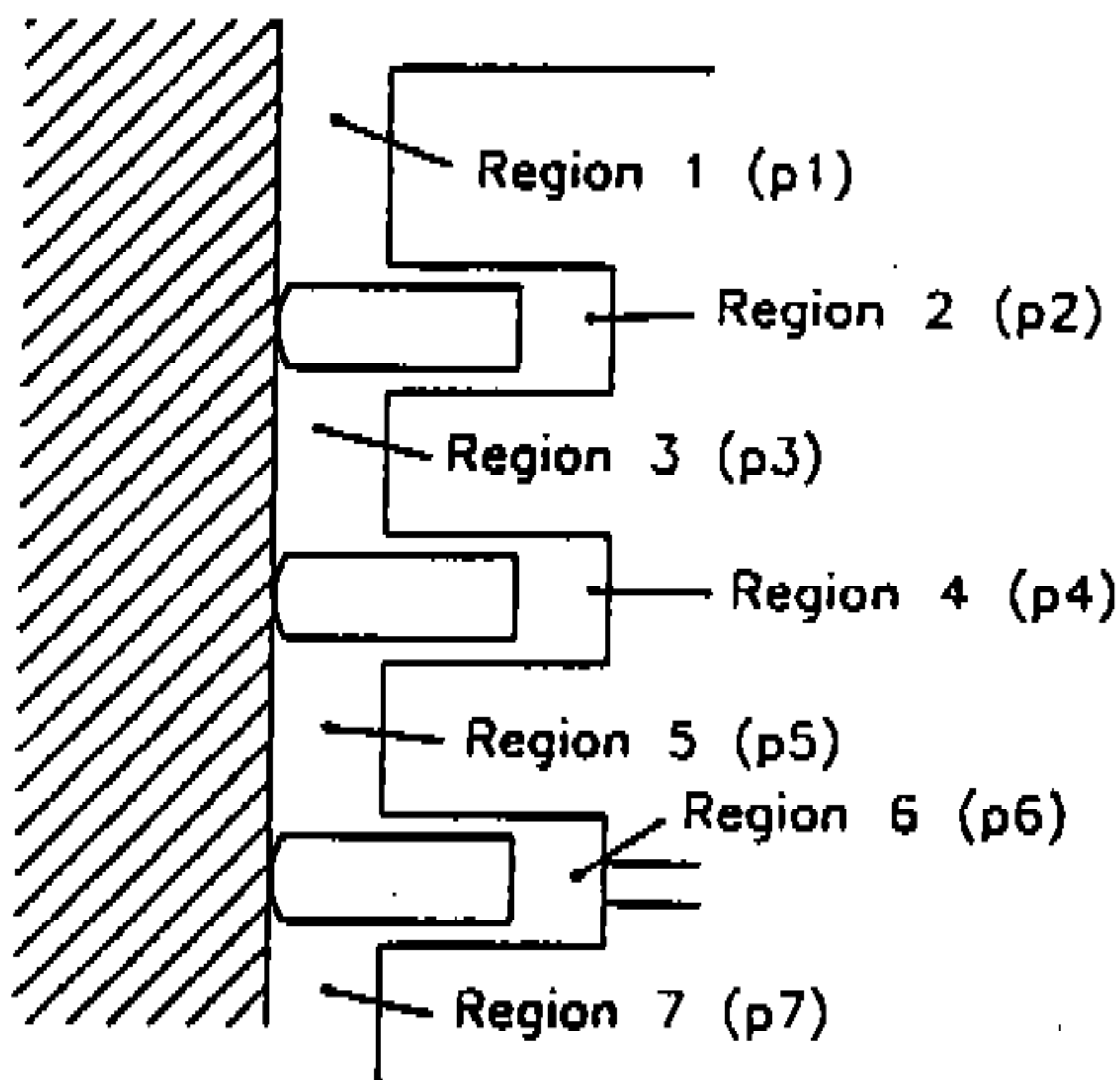


Fig.3 Schematic of piston-cylinder-ring crevice region and gas pressure

리고 최소 유막은 실린더의 압력이 최대가 되는 360°근방에서 발생하는데 이는 링의 뒤쪽에서 작용하는 압력(p_2)가 링을 실린더 벽쪽으로 강하게 밀기 때문에 나타나는 현상이다. 특히 흥미로운 점은 피스톤링이 정지상태로 존재하는 상사점 및 하사점에서 유막의 두께가 최소값을 갖지 않고 이를 조금지난 영역에서 최소값을 갖는 현상이다. 이는 링의 압착력(Squeeze Force)에 의해 나타나는 현상으로 이해할 수 있다. 즉, 링이 상사점으로 접근함에 따라 속도감소로 인해 링과

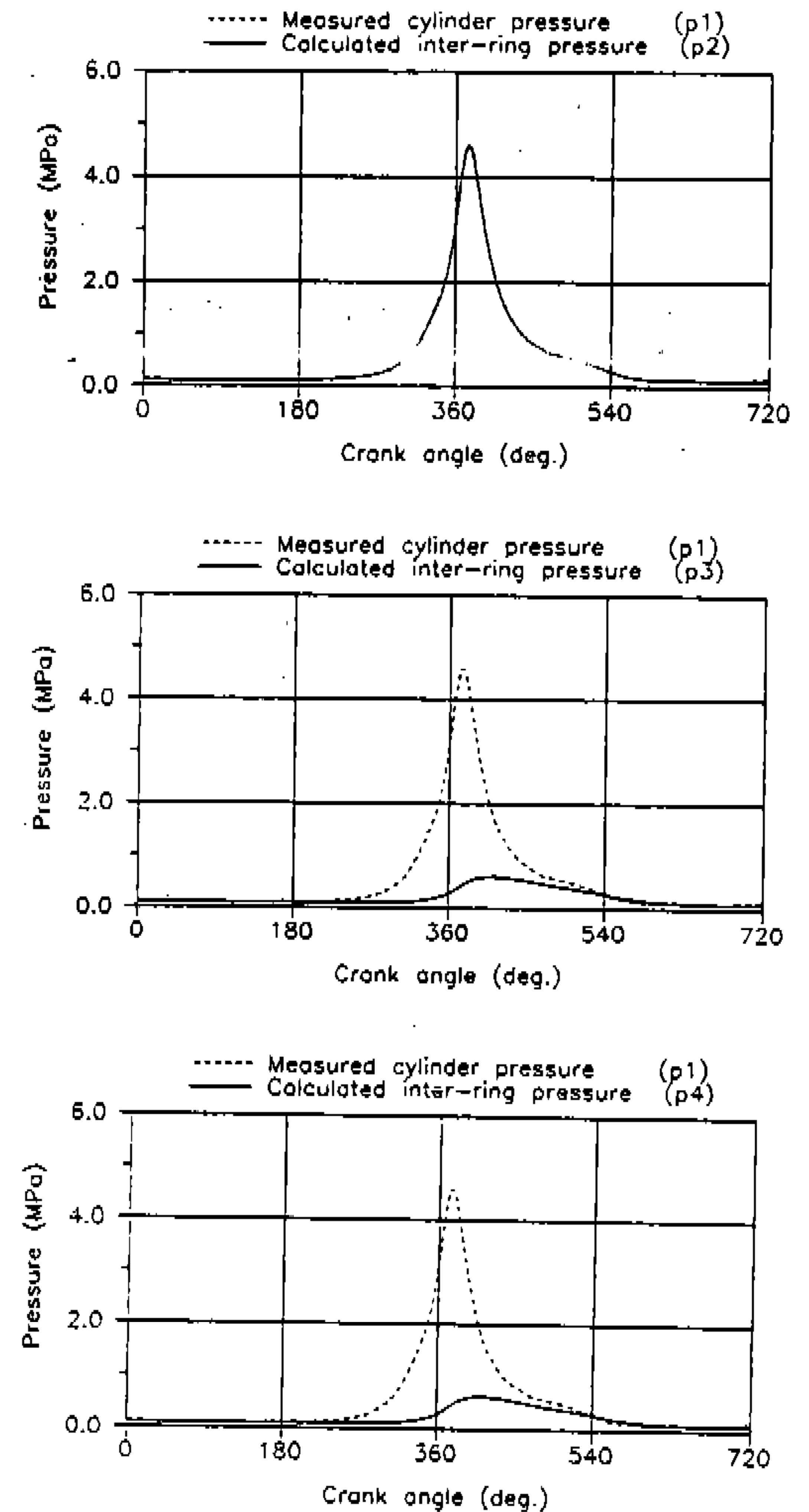


Fig.4 Gas pressure acting on the rings. 1.5MPI, full load, 3000 rpm. (Refer to Fig.3 for definition of p1~p4)

실린더벽 사이의 유막에 발생하는 압력이 떨어져 링이 실린더벽에 달라붙는 것을 오일이 완충해 주기 때문이다(식 (8)의 dh/dt 항이 이 역할을 담당한다).

Fig.5(b)의 두번째 링의 경우 전반적인 현상은 첫번째 링과 동일하나, 상이한 점은 링이 상사점에서 하사점으로 운동하는 영역 ($0^\circ \sim 180^\circ$, $360^\circ \sim 540^\circ$)과 하사점에서 상사점으로 운동하는 영역 ($180^\circ \sim 360^\circ$, $540^\circ \sim 720^\circ$)의 유막두께가 서로 매우 큰값으로 달라지는 점이다. 이는

첫번째 링의 표면 형상은 운전중 실린더 압력의 밀봉을 위해 볼록한 형태(Barrel Type)로 만들어졌지만, 두번째 링은 운전중 밀봉과 함께 오일을 끌어 내리는 역할을 수행하도록 테이퍼진 형태의 Napier 링을 사용하였기 때문이다(Table 1).

Fig.5 (c)의 오일링의 경우 또한 전반적인 현상은 첫번째 링과 유사하다. 그러나 유막의 두께가 $0.5\mu\text{m}$ 이하로 매우 작은값을 가짐을 알 수 있다. 이는 오일링이 첫번째와 두번째 링에 비해 작은 링 두께와 큰 장력값을 가지고 있기 때문에

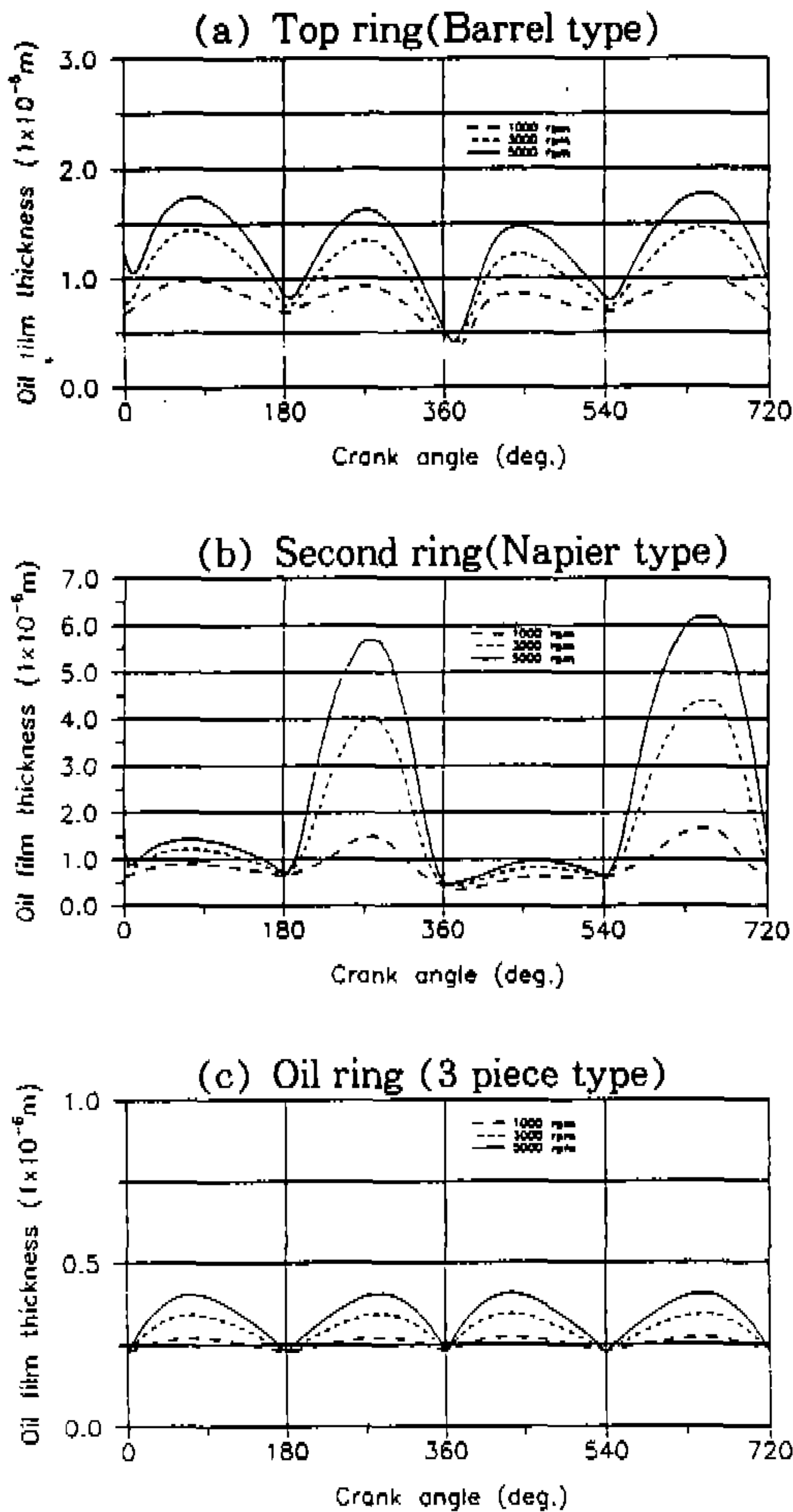


Fig.5 Variation of oil film thickness against engine speed. 1.5MPI, full load, $\sigma=0.42 \times 10^{-6}\text{m}$, $\sigma/\beta=0.0001$, $\eta\beta\sigma=0.005$

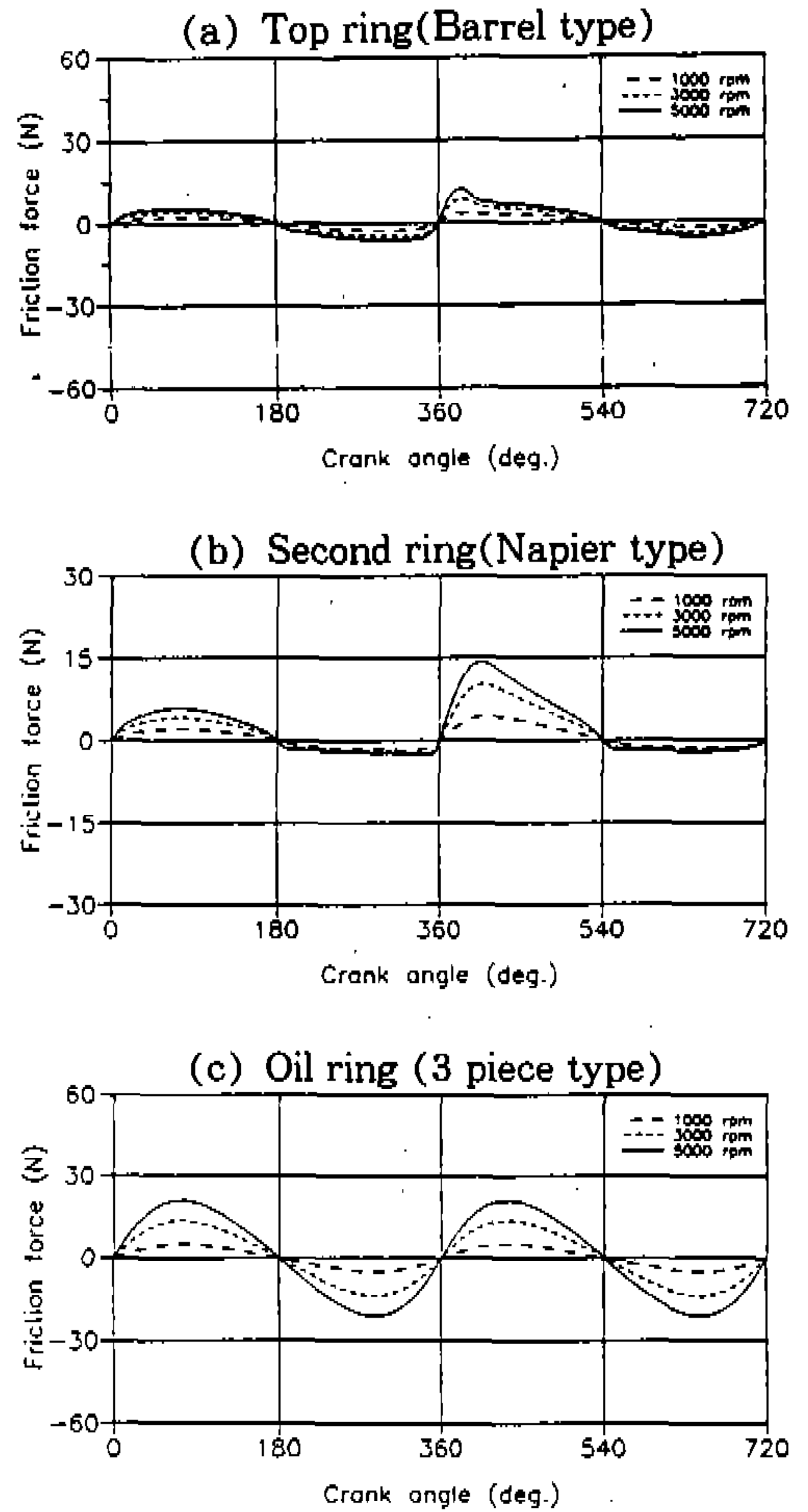


Fig.6 Variation of hydrodynamic component in total friction force against engine speed. 1.5MPI, full load, $\sigma=0.42 \times 10^{-6}\text{m}$, $\sigma/\beta=0.0001$, $\eta\beta\sigma=0.005$

나타나는 현상으로 이해할 수 있다.

Fig. 6, 7, 8은 각 피스톤 링의 운전중에 발생하는 전체 마찰력(Total Friction Force) 중 점성 마찰력(Viscous Friction Force) 성분과 경계 마찰력(Boundary Friction Force) 성분 및 이를 합한 전체 마찰력의 엔진 회전수에 따른 변화를 계산한 결과이다.

먼저 Fig.6에서 피스톤 링 전체 마찰력(Total Friction Force) 중 점성 마찰력(Viscous Friction Force) 성분을 살펴보면, 전체적인 마찰력은 피스톤의 운동방향이 바뀌에 따라 서로 반대의 방향으로 나타나며, 각 행정의 중반에서는 피스톤 선속도의 증가에 따라 마찰력이 증가하는 유체 윤활의 전형적인 특성을 볼 수 있다. 두번째 링의 경우, 상사점에서 하사점으로 이동하는 구간에서의 마찰력은 하사점에서 상사점으로 이동하는 구간의 마찰력에 비해 상당히 큰값을 가지는데 이러한 특성은 Fig.5 (b)의 유막두께에 대한 계산 결과로부터 쉽게 이해할 수 있다. 즉, 상사점에서 하사점으로 이동하는 구간에서의 유막 두께는 하사점에서 상사점으로 이동하는 구간의 유막 두께에 비해 상당히 작은값을 가지는데, 이러한 유막두께(h) 감소 때문에 (28)식의 점성 전단응력(τ_h)이 증가하여 결과적으로 마찰력이 큰값을 갖게되는 것이다.

Fig.7의 전체 마찰력 중 경계 마찰력(Boundary Friction Force) 성분을 살펴보면, 각 행정의 상하사점 근방에서 마찰력이 중반영역에 비해 상당히 큰 값을 가짐을 알 수 있다. 이러한 현상은 상하사점 근방에서는 피스톤 선속도의 감소와 함께 유막의 두께가 감소하여(Fig.5 참고) 윤활 표면 돌기들의 접촉이 많아지기 때문이다. 전체적으로 이러한 현상은 엔진의 회전수 증가와 함께 감소하는데 이는 회전수가 증가함에 따라 유막이 두꺼워져 돌기들의 접촉이 줄어들기 때문으로 이해할 수 있다.

Fig.8은 점성 및 경계 마찰력 성분을 합한 피스톤 링의 전체 마찰력을 나타낸 그림이다. 첫번째 및 두번째 링의 경우 행정의 중반 영역에서는 점성 마찰력 특성을 가지나, 행정의 상하사점 근방에서는 주로 경계 마찰력 특성에 의해 지배를

받으며 엔진의 회전수가 증가하면 점성 마찰력 특성으로 천이하는 경향을 가지게 된다는 것을 알 수 있다. 이러한 수치해석의 결과는 실제 엔진에서 직접적으로 측정된 피스톤 링의 마찰력 결과와 잘 일치하는 현상이다²⁰⁾. 오일링의 경우 행정의 중반에서도 상당한 경계 마찰력 성분이 점성 마찰력 성분과 함께 나타나므로(Fig.6, 7 참고) 전 행정에서 혼합 윤활 특성을 가지는 것으로 이해할 수 있다. 그러나 이 또한 엔진의 회

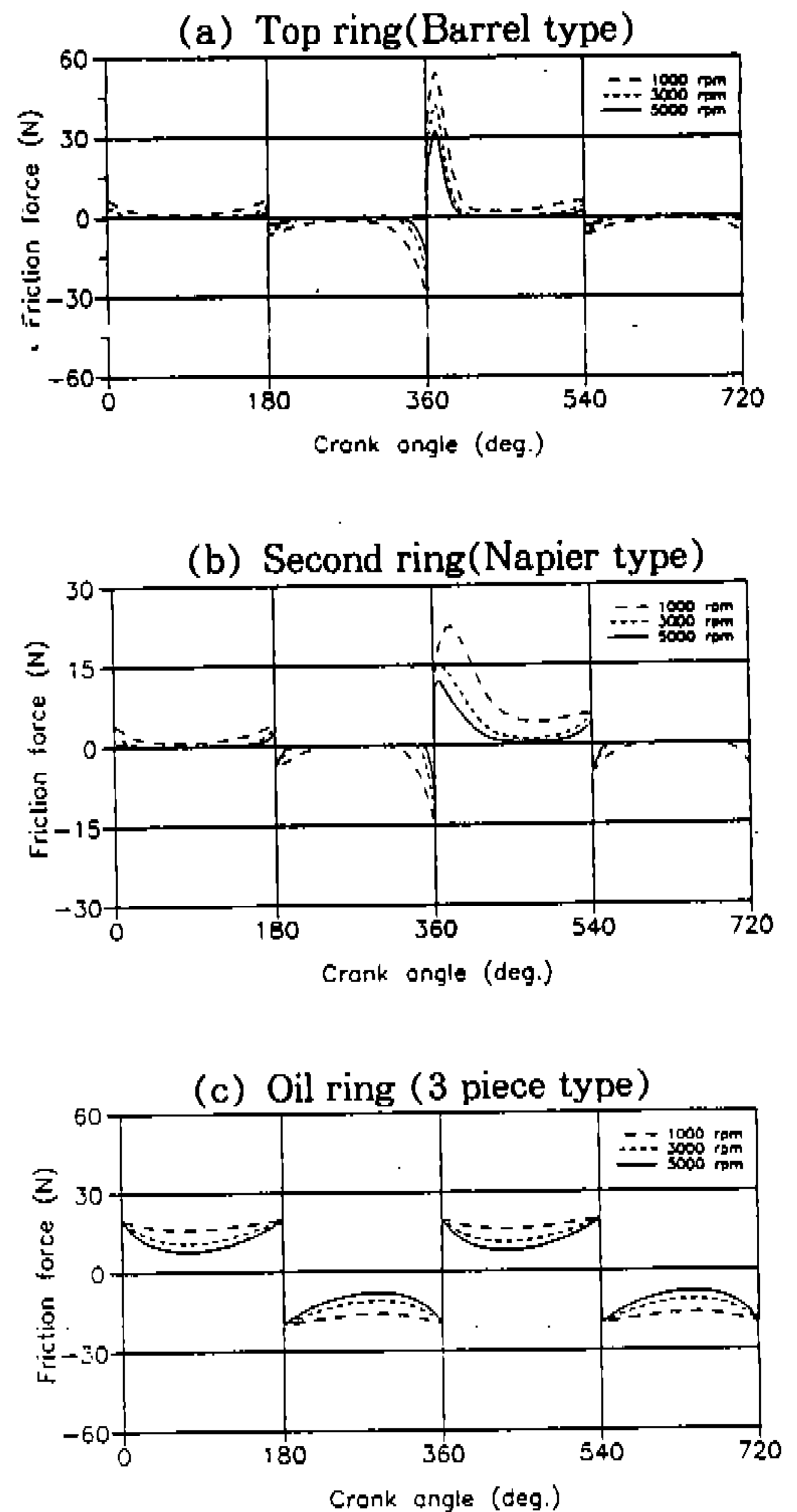


Fig.7 Variation of boundary component in total friction force against engine speed.
1.5MPI, full load, $\sigma=0.42 \times 10^{-6}m$, $\sigma/\beta=0.0001$, $\eta\beta\sigma=0.005$

전수가 증가하면 행정의 중반에서는 점성 마찰력이, 상하사점 근방에서는 경계 마찰력이 전체 마찰력 특성을 지배하는 쪽으로 천이하게 된다.

Fig.9는 링과 실린더 라이너의 윤활면 거칠기가 유막두께에 미치는 영향을 살펴보기 위해 3000rpm 전 부하 조건에서 윤활면의 평균 거칠기(σ)를 바꾸어 가면서 해석한 결과이다. 그림을 살펴보면, 두번째 링의 경우 하사점에서 상사점으로 이동하는 행정의 중반에서처럼 유막이 윤활면의 거칠기값에 비해 상대적으로 큰값을 가

지는 영역에서는 윤활면의 거칠기가 유막두께에 거의 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 그러므로 이러한 영역에서는 링이 유체윤활 특성에 의해 지배를 받는다고 결론지을 수 있다. 그러나 대부분의 영역에서는 유막두께가 윤활면의 거칠기에 영향을 받게되며, 윤활면의 거칠기 증가와 함께 유막두께 또한 증가하는 특성을 보여준다. 유막이 얇은 영역에서 윤활면의 거칠기가 커짐에 따라 유막이 증가하는 현상은 거칠기 증가에 따른 윤활면 미세돌기들의 접촉력($F_{c, asp}$)이 급격히

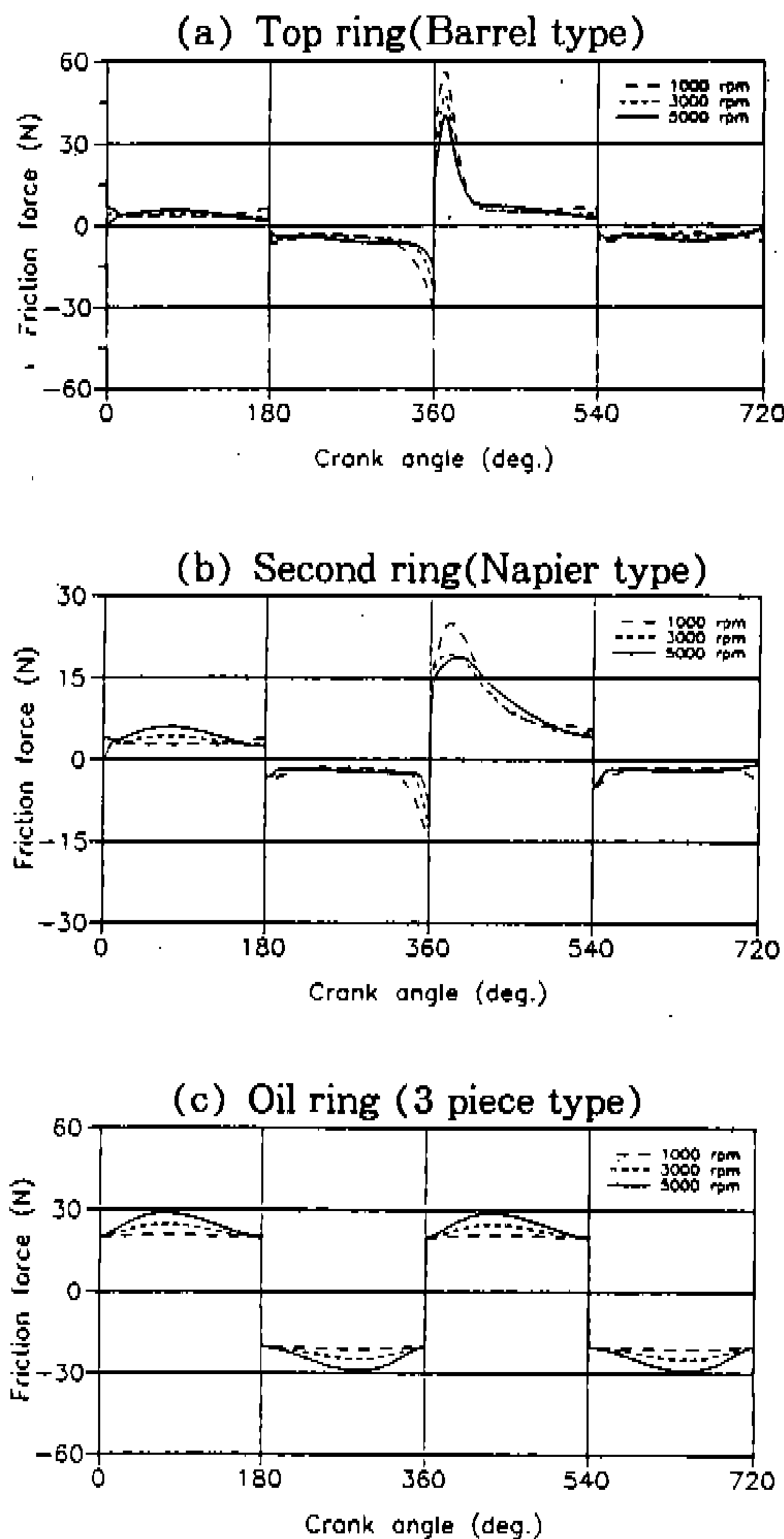


Fig.8 Variation of total friction force against engine speed. 1.5MPI, full load, $\sigma=0.42 \times 10^{-6}m$, $\sigma/\beta=0.0001$, $\eta\beta\sigma=0.005$

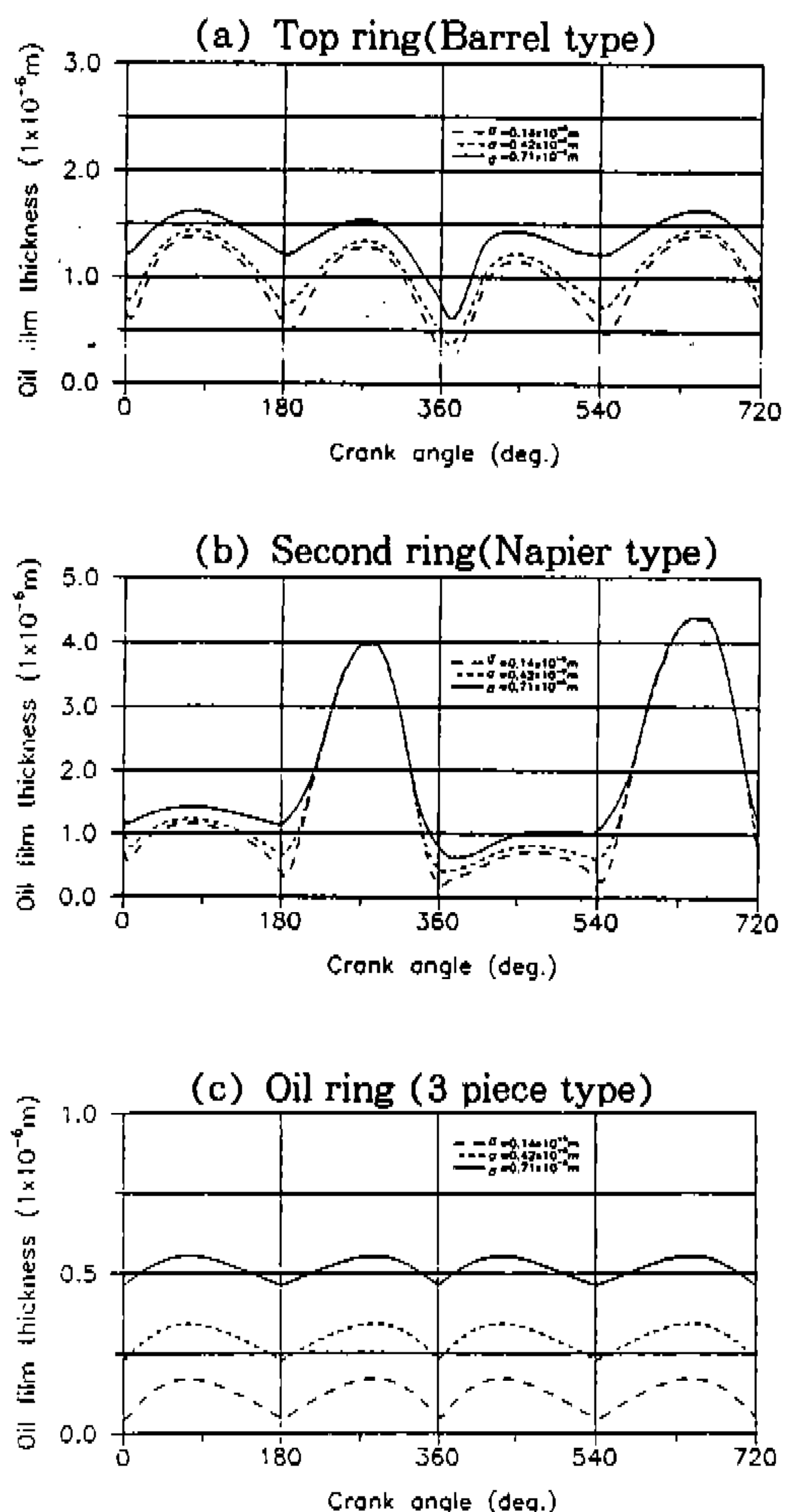


Fig.9 Variation of oil film thickness against surface roughness. 1.5MPI, full load, 3000 rpm $\sigma_1 = \sigma_2$, $\sigma/\beta=0.0001$, $\eta\beta\sigma=0.05$

증가하기 때문이다.

Fig.10은 윤활면의 거칠기 변화에 따른 링의 점성 마찰력과 경계 마찰력 성분 전체 마찰력을 계산한 결과이다. 계산 결과를 살펴보면 모든 링에 있어서 표면 거칠기가 증가할 경우 마찰력 또한 증가하는 특성을 보여준다. 그러나 두번째 링의 경우 하사점에서 상사점으로 이동하는 행정의 중반에서는 이러한 현상을 볼 수 없는데 이는 Fig.9에서 설명했듯이 이 영역에서는 유막이 윤활면의 거칠기값에 비해 상대적으로 큰값을 가지

므로 윤활면의 거칠기가 링의 마찰력에 영향을 미치지 못하기 때문이다.

Fig.11은 Fig.10의 전체 마찰력중 경계 마찰력 성분만을 그려놓은 그림이다. 그림으로부터 전체 마찰력중 경계마찰력은 피스톤의 선속도가 작은 상사점 및 하사점 영역에서 중요한 역할을 하며, 윤활면의 거칠기가 증가하면 전 행정에서 나타나게 됨을 알 수 있다. 특히 오일링 경우 정도의 차이는 있지만 전 행정에서 경계 마찰이 강하게 나타남을 보여주고 있다. 이는 첫번째 및

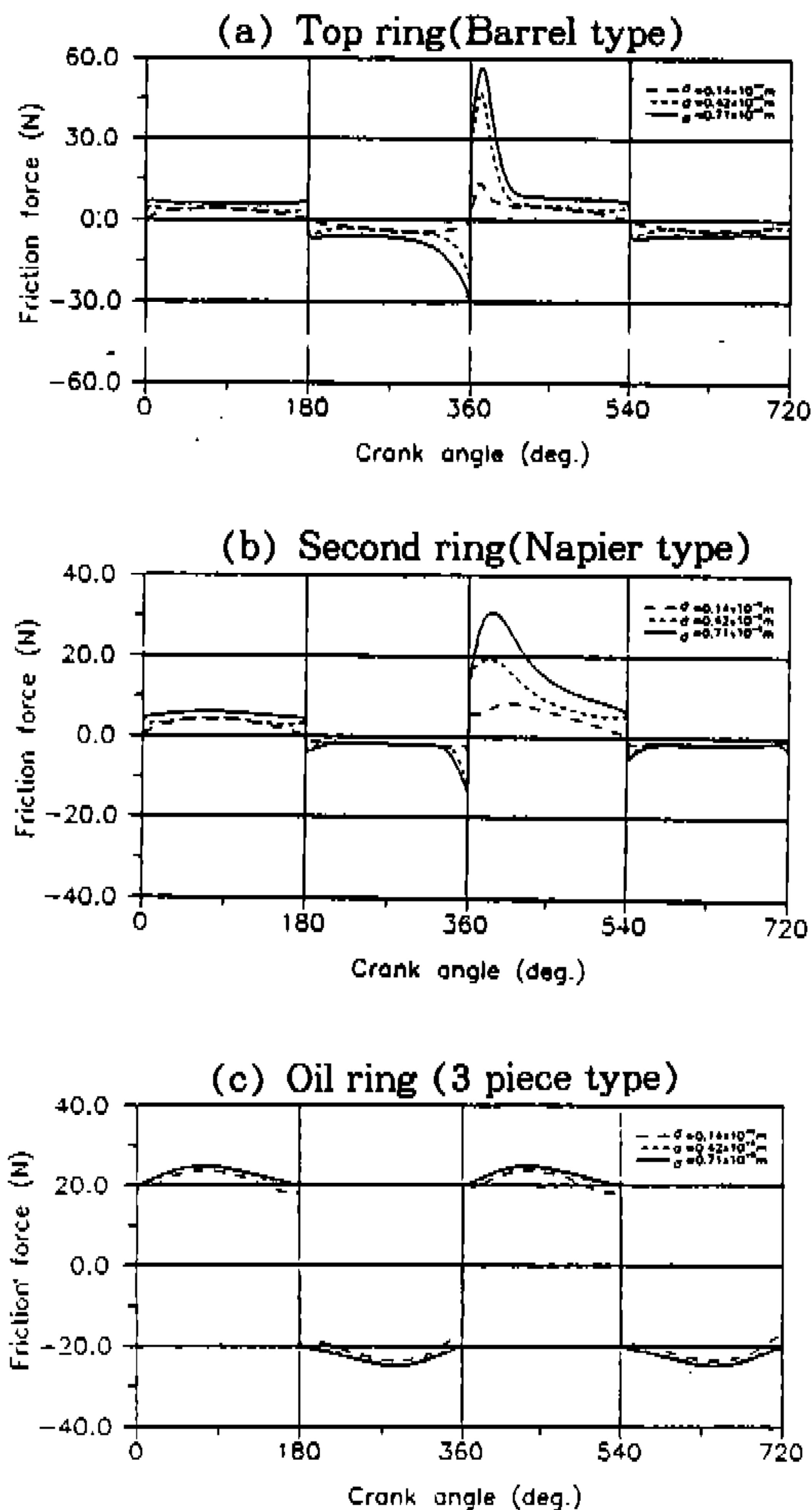


Fig.10 Variation of total friction force against surface roughness. 1.5MPa, full load, 3000 rpm $\sigma_1 = \sigma_2$, $\sigma/\beta = 0.0001$, $\eta\beta\sigma = 0.05$

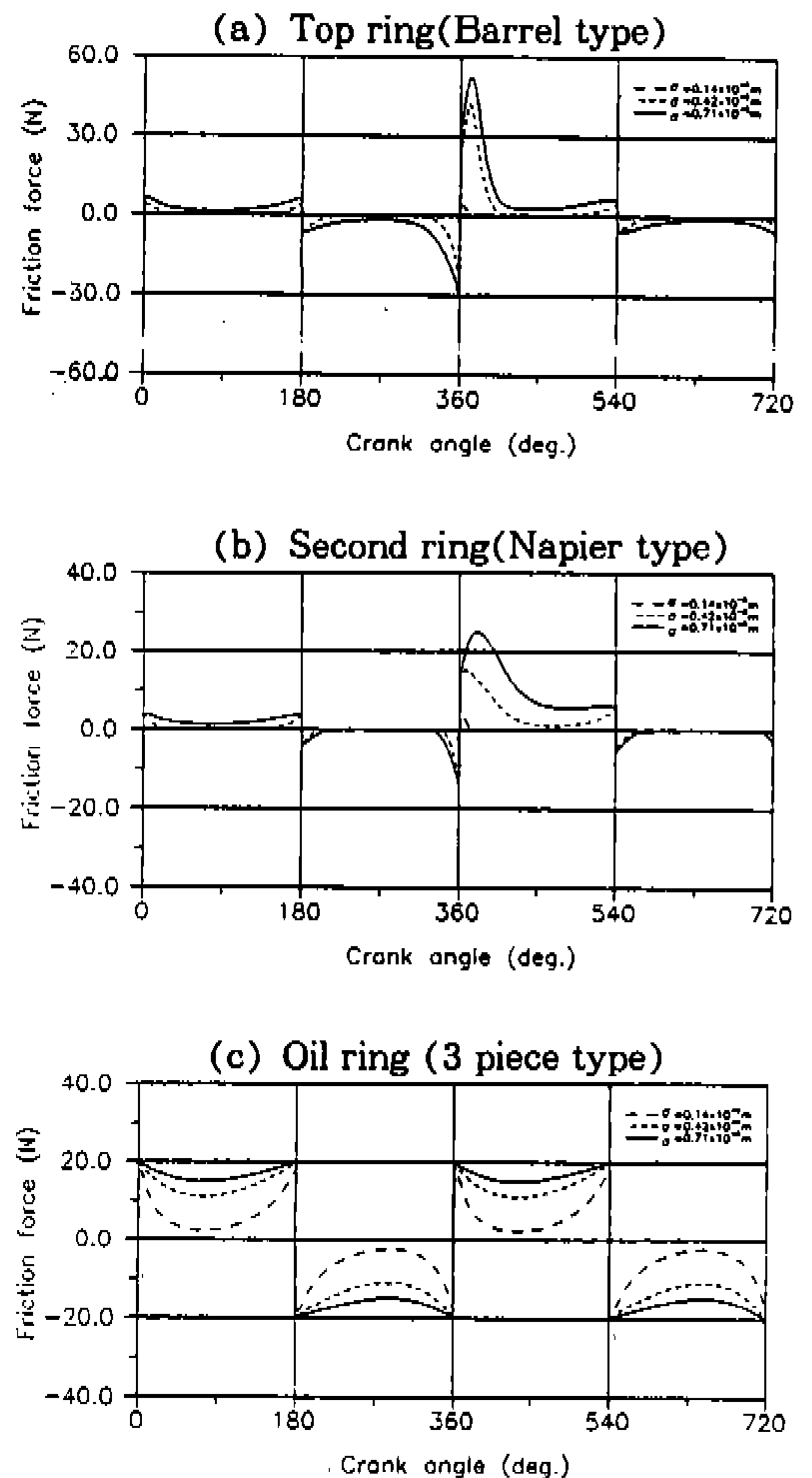


Fig.11 Variation of boundary component in total friction force against surface roughness. 1.5MPa, full load, 3000 rpm $\sigma_1 = \sigma_2$, $\sigma/\beta = 0.0001$, $\eta\beta\sigma = 0.05$

두번째 링에 비해 상대적으로 큰 장력을 가지며 링폭이 좁아 얇은 유막을 가지기 때문이다.

5. 결 론

피스톤 링의 윤활해석을 위해 본 연구에서는 단순화된 평균 레이놀즈 식을 사용하여 피스톤 링의 혼합윤활 해석을 수행하였다. 단순화된 평균 레이놀즈 식은 평균 레이놀즈 식과 달리 압력 계산과정에서 윤활표면의 거칠기를 고려한 평균 유막간격(\bar{h}_T)에 대한 별도의 계산이 필요 없으므로 수치해석시 모델링 작업 및 계산시간을 훨씬 단축시켜준다. 그리고 수치해석을 통해 본 모델이 피스톤 링의 혼합 윤활 특성을 잘 반영한다는 것을 정성적으로 알 수 있었으며, 운전조건 및 윤활면 거칠기 변화에 따른 해석 결과로부터 아래의 결론을 얻었다.

- 1) 피스톤 링 팩에서 오일 링의 경우 다른 링에 비해 상대적으로 큰장력과 좁은 윤활면을 가짐으로 인해 유막의 두께는 가장 얇은 값을 가진다.
- 2) 윤활면 사이에 존재하는 오일의 저항력 (Squeeze Force) 때문에 최소 유막두께는 360° 를 조금 지난 지점에서 나타난다.
- 3) 첫번째 링의 경우, 행정의 중반 영역에서는 유체윤활 특성을 가지나, 행정의 상하사점 근방에서는 혼합윤활 특성에 의해 지배를 받는다.
- 4) 테이프진 형상의 윤활면을 가진 두번째링의 경우, 운동 방향에 따라 유막두께 및 마찰력이 급격히 달라지며, 하사점에서 상사점으로 움직이는 행정에서는 유체윤활이 그리고 상사점에서 하사점으로 움직이는 행정에서는 혼합윤활이 링의 윤활특성을 지배한다.
- 5) 오일링의 경우, 전 행정에서 혼합윤활 특성을 가지며, 엔진의 회전수가 증가하면 행정의 중반에서는 점성 마찰력이, 상하사점 근방에서는 경계 마찰력이 전체 마찰력 특성을 지배하는 쪽으로 천이하게 된다.
- 6) 엔진 회전수가 증가함에 따라 모든 링의

유막은 급격히 증가하며 이러한 현상은 행정의 중반 영역에서 두드러지게 나타난다.

- 7) 유체윤활이 지배하는 행정의 중반 영역에서는 엔진 회전수가 증가함에 따라 마찰력 또한 증가하는 특성을 가지나, 혼합윤활이 지배하는 상하사점 근방에서는 회전수 증가에 따라 마찰력은 감소하는 경향을 가진다.
- 8) 윤활면의 거칠기가 증가하면 두번째 링이 하사점에서 상사점으로 운동하는 행정을 제외한 모든 영역에서 혼합윤활 특성이 지배하며 링의 마찰력과 유막두께도 거칠기와 함께 증가한다.

참 고 문 헌

1. J. A. McGeehan, "A Literature Review of the Effects of Piston and Ring Friction and Lubricating Oil Viscosity on Fuel Economy", SAE Trans., Vol. 87, pp. 2619~2638, 1978.
2. L. L. Ting, "A Review of Present Information on Piston Ring Tribology", SAE Trans., Vol. 94, pp. 1135~1146, 1985.
3. M. Hoshi, "Reducing friction Losses in Automobile Engines", Tribology International, Vol. 17, No. 4, pp. 185~189, 1984.
4. M. Hoshi and Y. Baba, "A Study of Piston Friction Force in and Internal Combustion Engine", ASLE, Vol. 30, pp. 444~451, 1987.
5. R. A. Castleman, "A Hydrodynamical Theory of Piston Ring Lubrication", Physics, Vol. 7, pp. 364~367, 1936.
6. L. L. Ting and J. E. Mayer, "Piston Ring Lubrication and Cylinder Bore Wear Analysis, Part I -Theory", Journal of Lubrication Technology, pp. 305~314, 1974.
7. S. M. Rohde, K. W. Whitaker and G. T. McAllister, "A Study of the Effects of Piston Ring and Engine Design Variables

on Piston Ring Friction”, Energy Conservation Through Fluid Film Lubrication Technology : Frontiers in Research and Design, ASME, pp. 117~134, 1979.

8. S. Furuhashi and S. Sasaki, “New Device for the Measurement of Piston Frictional Forces in Small Engines”, SAE Trans, Vol. 92, 831284, pp. 781~792, 1983.

9. M. Takiguchi, K. Machida and S. Furuhashi, “Piston Friction Force of a Small High Speed Gasoline Engine”, ASME Trans., Vol. 110, pp., 112~118, 1988.

10. Y. Wakuri, M. Soejima, T. Kitahara, M. Nunotani and M. Ootsubo, “Studies on the Characteristics of Piston Ring Friction”, JSAE Review, Vol. 13, No. 2, pp. 48~53, 1992.

11. J. E. Yun and S. S. Kim, “New Device for Piston-Ring Assembly Friction Force Measurement in IDI Diesel Engine”, JSME International Journal, Vol. 36, No. 4, 1993.

12. S. M. Rohde, “A Mixed Friction Model For Dynamically Loaded Contacts with Application to Piston Ring Lubrication”, Surface Roughness Effects in Hydrodynamic and Mixed Lubrication, ASME, pp. 19~50, 1980.

13. M. F. Richez, B. Costans and K. Winqvist, “Theoretical and Experimental Study of Ring Liner Friction”, Proc. 9th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, pp. 122~131, 1982.

14. S. Sanda and T. Someya, “The Effect of Surface Roughness on Lubrication between a Piston Ring and a Cylinder Liner”, Proc. IMechE, Vol. 1, pp. 135~143, 1987.

15. Nadir Patir and H. S. Cheng, “Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces”, Journal of Lubrication Technology, VOL. 101, pp. 220~230, 1979.

16. Nadir Patir and H. S. Cheng, “An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication”, Journal of Lubrication Technology, VOL.100, pp. 12~17, 1978.

17. Wu Chengwei and Zheng Linqing, “An Average Reynolds Equation for Partial Film Lubrication with a Contact Factor”, Journal of Tribology, Vol. 111, pp. 188~191, 1989.

18. J. A. Greenwood and J. H. Tripp, “The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces”, Proc IMechE, Vol. 185, pp. 625~633, 1971

19. 윤정의, “내연기관 피스톤 링들 사이 가스압력 변동”, 11월호에 본논문과 함께 게재될 예정이므로 Vol.3 No.6 pp.238~249, 1995

20. 윤정의, “내연기관 피스톤-링 결합체 마찰력 측정시스템의 개발 및 마찰력 측정에 관한 연구”, 한국과학기술원 박사학위논문, 1993

부 록

1. 접촉계수(Contact Factor) : ϕ_c

<가우스 분포(Gaussian Distribution) 경우>

$$\phi_c = \begin{cases} e^{-0.6912 + 0.782H - 0.304H^2 + 0.0401H^3} & 0 \leq H < 3 \\ 1 & H \geq 3 \end{cases}$$

<삼각 분포(Triangular Distribution) 경우>

$$\phi_c = \begin{cases} \frac{1}{2} + \frac{H}{\sqrt{6}} - \frac{H^2}{12} & 0 \leq H \leq \sqrt{6} \\ 1 & H > \sqrt{6} \end{cases}$$

2. 유동계수 (Flow Factor)

$$\phi_f = \begin{cases} \frac{35}{32}z \left\{ (1-z^2)^3 \ln \frac{z+1}{\epsilon^*} + \frac{1}{60} [-55 + z(132 + z(345 + z(-160 + z(-405 + z(60 + 147z)))))] \right\} & z \leq 1 \\ \frac{35}{32}z \left\{ (1-z^2)^3 \ln \frac{z+1}{z-1} + \frac{z}{15} [66 + z^2(30z^2 - 80)] \right\} & z > 1 \end{cases}$$

여기서 $z = H/3, \epsilon^* = \epsilon/3\sigma$

$$\bar{h}_r = \begin{cases} h & z \geq 1 \\ \frac{3\sigma}{256} \{ 35 + z(128 + z(140 + z^2(-70 + z^2(28 - 5z^2)))) \} & z < 1 \end{cases}$$

여기서 $z = H/3$

$$\phi_s = \begin{cases} 1 - ce^{-rH} & \gamma \leq 1 \\ 1 + cH^{-r} & \gamma > 1 \end{cases}$$

여기서 $\gamma = \frac{\lambda_{0.5x}}{\lambda_{0.5y}}$, $\lambda_{0.5x}, \lambda_{0.5y}$ 는 표면형상이 각각

x, y 방향으로 0.5의 자기상관(Autocorrelation) 값을 가지는 길이를 나타낸다^{15), 16)}.

$$\phi_s = V_{r1}\Phi_s(H, \gamma_1) - V_{r2}\Phi_s(H, \gamma_2)$$

$$V_{r1} = \left(\frac{\sigma_1}{\sigma}\right)^2, \quad V_{r2} = \left(\frac{\sigma_2}{\sigma}\right)^2$$

$$\Phi_s = \begin{cases} A_1 H^{\alpha_1} e^{-\alpha_2 H + \alpha_3 H^2} & H \leq 5 \\ A_2 e^{-0.25H} & H > 5 \end{cases}$$

$$\phi_{fp} = 1 - De^{-sH}$$

$$\phi_{fs} = V_{r1}\Phi_{fs}(H, \gamma_1) - V_{r2}\Phi_{fs}(H, \gamma_2)$$

$$V_{r1} = \left(\frac{\sigma_1}{\sigma}\right)^2, \quad V_{r2} = \left(\frac{\sigma_2}{\sigma}\right)^2$$

$$\Phi_{fs} = \begin{cases} A_3 H^{\alpha_4} e^{-\alpha_5 H + \alpha_6 H^2} & H < 7 \\ 0 & H \geq 7 \end{cases}$$

3. 윤활면의 돌기 접촉함수

(Asperity Contact Functions)

$$F_n(H) = \begin{cases} c_1 e^{c_2 \ln(4.0-H) + c_3 [\ln(4.0-H)]^2} & H \leq 3.5 \\ c_4 (4.0-H)^{c_5}, & 4.0 \geq H > 3.5 \\ 0, & H > 4.0 \end{cases}$$

$$H = h/\sigma$$

Table B Constant values of equation $F_n(H)$

	n=2	b=5/2
C1	1.705e-4	2.1339e-4
C2	4.05419	3.804467
C3	1.37025	1.341516
C4	8.8123e-5	1.1201e-4
C5	2.1523	1.9447

Table A Coefficients Used in obtaining Flow Factors

γ	c	r	A_1	α_1	α_2	α_3	A_2	A_3	α_4	α_5	α_6	D	s
1/9	1.48	0.42	2.046	1.12	0.78	0.03	1.856	14.1	2.45	2.30	0.10	1.51	0.52
1/6	1.38	0.42	1.962	1.08	0.77	0.03	1.754	13.4	2.42	2.30	0.10	1.51	0.54
1/3	1.18	0.42	1.858	1.01	0.76	0.03	1.561	12.3	2.32	2.30	0.10	1.47	0.58
1	0.90	0.56	1.899	0.98	0.92	0.05	1.126	11.1	2.31	2.38	0.11	1.40	0.66
3	0.225	1.50	1.560	0.85	1.13	0.08	0.556	9.8	2.25	2.80	0.18	0.98	0.79
6	0.520	1.50	1.290	0.62	1.09	0.08	0.388	10.1	2.25	2.90	0.18	0.97	0.91
9	0.870	1.50	1.011	0.54	1.07	0.08	0.290	8.7	2.15	2.97	0.18	0.73	0.91