

피스톤계 마찰 측정 장치 개발

하경표[†] · 김중수* · 조명래** · 오대운*

(2001년 12월 14일 접수, 2002년 5월 27일 심사완료)

Development of Piston Friction Force Measurement System

Kyoung-Pyo Ha, Joong-Soo Kim, Myung-Rae Cho and Dae Yoon Oh

Key Words : Piston Friction (피스톤 마찰), Friction Measurement System (마찰 측정 장치), Floating Liner Method(부동라이너 기법), Clearance(간극), Piston Ring Tension(피스톤 링 장력)

Abstract

This paper presents a novel piston friction force measurement system that has characteristics of relieving the pressure force acting on the upper surface of the liner; the system uses general rubber O-rings for combustion chamber sealing, and does not need special changes to the piston top land. The lower supporter of the floating liner increases stiffness in liner axial direction, and results in the increase of natural frequency. The upper supporter has multi-layer structure designed for low axial stiffness and high radial stiffness. With the use of the present system, the effects of variation in clearance and piston ring tension were studied.

기호설명

A : 면적 [m^2]
 A' : 무차원 면적 차
 b : 폭 [m]
 C_d : 송출계수
 E : 탄성 계수 [N/m^2]
 F : 피스톤계 마찰력 [N]
 F_p : 연소압에 의한 힘 [N]
 F'_p : 압력에 의한 힘의 무차원화 된 값
 F'_s : 로드셀 작용력 [N]
 h : 높이 [m]
 h' : 다층 구조 지지대의 높이 [m]
 k : 강성 [N/m]
 L : 길이 [m]
 m : 공기의 질량 [kg]
 \dot{m} : 송출공을 통과하는 질량 유량 [kg/s]
 n : 층의 수
 P : 압력 [Pa]
 P' : 무차원 압력 차
 R : 공기의 기체 상수 [J/kgK]
 S_b : 굽힘 강성 [N/m]
 S_c : 압축 강성 [N/m]
 T : 온도 [K]

t : 시간 [s]
 U : 불확실성
 V : 부피 [m^3]
 그리스문자
 Π : 압력비, P_1/P_2
 α : 무차원 피스톤 위치
 γ : 비열비
 ρ : 공기의 밀도 [kg/m^3]

첨자

0 : 초기치
 1 : 연소실, 상류
 2 : 압력 보상부, 하류
 a : 상부 지지대
 b : 하부 지지대
 h : 송출공
 l : 라이너
 s : 로드셀

약어

BMEP : 제동 평균 유효 압력
 FMFP : 마찰 평균 유효 압력
 WOT : 전개 스로틀

[†] 책임저자, 회원, 현대자동차 파워트레인연구소

E-mail : kapha@hyundai-motor.com

TEL : (031)369-4521 FAX : (031)369-4503

* 현대자동차 파워트레인연구소

** 회원, 현대자동차 파워트레인연구소

1. 서론

유럽의 CO₂ 규제나 북미의 총량 연비 규제 등 연비와 관련된 규제가 날로 강화되고 있고, 연료

소비율이 낮은 차량에 대한 시장의 요구 또한 증가하고 있으므로, 완성차 업계에서는 차량 연비를 향상시키기 위해 많은 노력을 기울이고 있다. 차량 연비를 향상시키기 위해서는 여러 분야의 노력이 필요하지만, 엔진의 연비를 향상시키는 것도 중요하다. 연료소비율이 낮고, 효율이 높은 엔진을 개발하기 위해서는 엔진의 연소 효율뿐만 아니라, 기계적 효율을 개선하는 것이 바람직하다. 엔진 각 요소에서 발생하는 마찰 손실의 저감은 기계적 효율 개선에 효과적인데, 특히 저속, 저부하 조건의 도심 주행 상황에서 차량의 연비(fuel economy) 향상에 크게 기여하는 것으로 알려져 있다.⁽¹⁾

엔진 회전수에 따른 각 요소별 마찰 손실 측정 예를 Fig. 1 에 보였다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이, 엔진 전체 마찰은 엔진 회전수에 따라 증가하고, 전 회전수 영역에서 피스톤계가 전체 마찰의 40 ~ 50% 를 차지한다. 이로부터 피스톤계 마찰 저감이 엔진 전체 마찰 손실 저감에 가장 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. 피스톤계 마찰 특성에 대한 규명은 피스톤계 마찰 저감을 위해 선행되어야 할 과제이므로, 본 연구에서는 피스톤계 마찰 특성을 파악하기 위해 마찰 측정 장치를 개발하였다.

Fig. 1 에서 보인 엔진 각 요소의 마찰 손실은 ‘요소별 마찰 손실 평가법’으로 측정된 결과이다. 이 방법은 엔진 각 요소를 단계적으로 철거한 상태에서 동력계로 구동 토크를 측정하고, 이로부터 엔진 각 요소의 마찰 손실을 구하는 방법이다. 이 방법은 측정이 용이하기 때문에 엔진 마찰 손실을 평가하기 위해 널리 사용되고 있는 방법이지만, 이 방법으로 측정된 결과는 모터링 운전시의 마찰 손실이라는 문제점이 있다. 피스톤계 마찰은 모터링 시와 피어링 시가 전혀 다른 특성을 보이므로, 유막 온도 변화와 연소압을 고려하지 못하는 모터링 시 측정으로는 마찰 특성을 정확하게 파악

할 수 없다. 또한, 용량이 큰 엔진 동력계로는 사양 변경에 따른 미소 마찰 변화를 감지할 수 없고 크랭크 각도별 마찰 측정이 불가능하므로, 마모와 관련된 윤활 특성을 이해하는데 어려움이 있다.

피어링 시의 피스톤계 마찰을 직접 측정할 수 있는 방법으로 부동라이너 기법이 널리 사용되고 있다.⁽²⁾ 이 기법은 피스톤계 마찰을 정확하게 측정할 수 있는 장점이 있으나, 피스톤계 마찰에 따라 라이너가 축방향으로 미소 변위를 갖도록 라이너를 블록으로부터 부동(floating) 시키면서도 연소실의 기밀을 유지하여 연소가 안정적으로 이루어질 수 있도록 설계된 새로운 엔진이 요구된다.

본 연구에서는 기존의 부동라이너 기법을 이용한 피스톤계 마찰 측정 장치가 갖는 문제점을 극복한 새로운 개념의 장치를 개발하고, 이를 통해 피스톤계 마찰 특성에 영향을 주는 인자들에 대해 고찰하였다.

2. 피스톤계 마찰 측정 장치

일반적인 피스톤계 마찰 측정 장치는 부동라이너 기법을 따르고 있다. 라이너는 블록과 별도로 가공되고, 특수하게 설계된 지지 수단에 의해 블록으로부터 지지된다. 이 기법은 피스톤계 마찰에 의해 발생하는 라이너 축방향 미소 변위를 라이너 하부와 블록 사이에 설치되어 있는 로드셀로 감지하여 마찰을 측정한다.

부동라이너 기법을 이용한 마찰 측정 장치는 우선 라이너와 블록 사이에 존재하는 틈새로의 연소가스 누설을 방지하고, 연소가 안정적으로 이루어질 수 있도록 하는 것이 중요하다. 또한 라이너에 작용하는 마찰력 이외의 힘, 즉, 연소압 작용력과 피스톤 측력에 대한 대책이 요구된다. 이들 작용력은 마찰력에 비해 매우 큰 값을 가지므로 마찰 신호를 왜곡시키는 문제를 유발한다. 연소압 작용력과 피스톤 측력에 대한 대책으로 많은 방식이 고안되었으나,⁽²⁻⁶⁾ 본 연구에서는 종래 방식과는 다른 새로운 방식을 개발하였다.

2.1 연소압 작용력 해소 방식

부동라이너 기법에서 라이너는 실린더 헤드에 밀착되지 않으므로, 연소실 압력에 의해 라이너 상면에 큰 작용력이 발생된다. 이를 해소하기 위해 Furuhashi *et al.*⁽²⁾과 Nakayama *et al.*⁽³⁾은 라이너 내면 연장선 상에 연소실 기밀 유지를 위해 적용된 오링의 중심이 존재하는 구조를 고안하였다. 이 방식은 라이너 상단부에 내측 돌출부가 존재하고, 이 부분 상하면에 동일한 압력이 작용하므로,

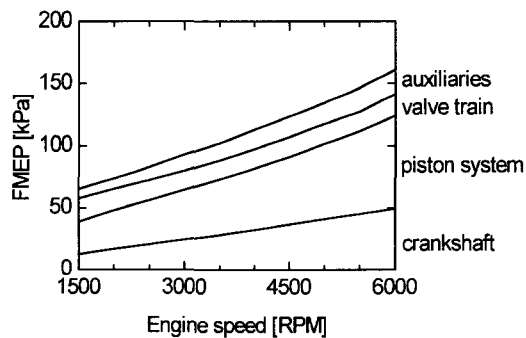


Fig. 1 Friction loss distribution

연소압에 의한 작용력이 상쇄되도록 하였다. 이 방식은 쉽게 구현이 가능하므로 많은 연구가 이 방식을 따르고 있으나, 라이너 상단부에 존재하는 내측 돌출부와외 간섭을 피하기 위해 피스톤 탭랜드 부위를 가공해야 하는 단점을 지니고 있다. Koch *et al.*⁽⁴⁾은 라이너 상면에 특수하게 제작된 가스켓을 장착하여, 라이너 상면에 연소압이 작용할 면적을 없앴으로써, 고온 고압의 연소가스를 밀봉함과 동시에 연소압 작용력을 제거하는 방식을 고안하였다. 그러나 이 방법은 라이너 움직임에 대해서는 유연하면서도 연소가스를 잘 밀봉할 수 있으며, 고온의 연소가스에 직접 노출되어도 소손되지 않는 특수한 가스켓을 요구한다.

본 연구에서는 피스톤 탭랜드 부위를 가공하지 않고도 일반적인 불소 재의 오링으로 연소가스를 밀봉할 수 있도록 Fig. 2 와 같은 구조의 부동라이너를 개발하였다. 라이너 상면에 작용하는 연소압에 의한 작용력을 해소하기 위해, Fig. 2 와 같이 라이너 외주면에 하면 면적이 라이너 상면 면적과 동일한 돌출부를 설치하고, 이 부분과 라이너 상면 사이에 압력이 전달될 수 있는 통로를 설치하여, 동일한 면적에 동일한 압력이 작용하여 연소압에 의한 작용력이 상쇄되게 하였다. 연소실과 압력 보상부의 밀봉을 위해 세 개의 오링이 사용되었고, 이 오링들 주위를 국부적으로 냉각시켜 오링의 내구성을 향상시킬 목적으로 국부 냉각 장치가 설치되었다.

본 장치의 연소압에 의한 작용력 해소 방식을 좀 더 자세하게 설명하면 다음과 같다. 먼저 압력

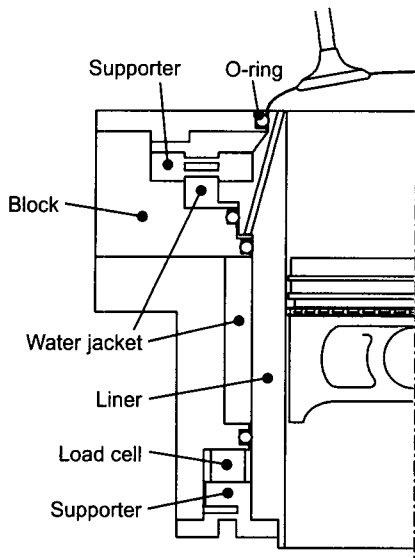


Fig. 2 Schematic diagram of piston friction force measurement system

보상 방식에서 발생하는 불확실성을 구하기 위해, 연소압 보상 후에도 잔존하는 연소압에 의한 작용력을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$F_p = P_1 A_1 - P_2 A_2 = P_1 (A_1 - A_2) + (P_1 - P_2) A_2 \quad (1)$$

연소압에 의한 작용력 F_p 를 작게 하기 위해서는 라이너 가공 시에 발생하는 면적차를 줄이고, 압력 전달 과정에서 발생하는 압력차를 줄이는 것이 중요함을 알 수 있다. 식 (1)을 라이너 상면에 작용하는 연소압에 의한 작용력으로 무차원화 하면, $A_1 \approx A_2$ 이므로,

$$F'_p = \frac{F_p}{P_1 A_1} = \frac{A_1 - A_2}{A_1} + \frac{P_1 - P_2}{P_1} = A' + P' \quad (2)$$

가 되고, 이로부터 연소압에 의한 불확실성을 구하면

$$(U_{F_p})^2 = (U_{A'})^2 + (U_{P'})^2 \quad (3)$$

로 표현할 수 있다. 즉, 라이너 상면에 작용하는 압력에 의한 힘의 상대 불확실성을 줄이기 위해서는, 라이너 상면적에 대한 면적차의 상대 불확실성과, 연소실 압력에 대한 압력차의 상대 불확실성을 줄이는 것이 중요하다. 라이너 가공 과정에서 면적에 의한 상대 불확실성은 0.2% 수준을 유지하였다. 압력차에 의한 불확실성을 구하기 위해서는 먼저 압력 전달 과정을 이해할 필요가 있다. 압력 전달 과정을 Fig. 3 에 나타내었다.

압력 전달 통로로의 질량유량은 등엔트로피 과정을 거치는 압축성 유동으로 가정하여 구할 수 있으므로 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{m} &= C_d \frac{P_1 A_h}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left[\left(\frac{1}{\Pi} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{1}{\Pi} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \\ &= C_d A_h \cdot f(P_1, P_2, T_1) \end{aligned} \quad (4)$$

where, $\Pi = P_1/P_2$

여기서 $f(P_1, P_2, T_1)$ 은 압력 전달 통로 양단의 열역학적 변수에 관련된 항을 나타낸다. 또한 압력 보상부 공기 질량은 다음과 같이 표현되므로,

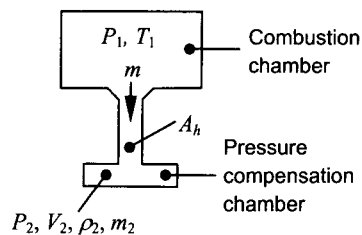


Fig. 3 Schematic diagram of discharge hole

$$m_2(t) = m_2(t_0) + \int_{t_0}^t \dot{m} dt = m_2(t_0) + \Delta m \quad (5)$$

이로부터 압력 보상부의 압력을 구하면

$$P_2(t) = P_2(t_0) \left(\frac{\Delta m}{m_2(t_0)} + 1 \right)^\gamma \quad (6)$$

가 된다. 압력 보상부의 압력이 연소실 압력과 비교하여 위상 지연과 진폭 변화가 없기 위해서는 압력 보상부 압력의 시간에 대한 변화가 커서 빠른 응답성을 가져야 한다. $P_2(t)$ 의 시간에 따른 변화는 다음과 같이 표현되므로,

$$\frac{1}{P_2} \frac{\partial P_2}{\partial t} = \frac{C_d A_h}{V_2} \times \gamma \frac{f(P_1, P_2, T_1)}{\rho_2(t)} \quad (7)$$

압력 보상부 압력의 시간에 따른 변화율은 압력 전달 통로의 형상에 관련된 항과 통로 양단의 열역학적 변수에 관련된 항의 곱으로 표현됨을 알 수 있고, 식 (7)에서 압력 보상부의 빠른 응답을 위해서는 송출계수와 송출공 면적을 크게 하고, 압력 보상부 부피를 작게 해야 한다는 것을 알 수 있다.

압력 보상부의 압력을 구하기 위해서는 송출계수가 필요한데, 본 연구에서는 참고문헌⁽⁷⁾으로부터 송출계수를 구하였다. 송출계수는 유동 조건과 송출공 형상에 따라 값이 달라지는데, 가장 작은 값을 가질 것으로 예측되는 조건에서의 값을 기준으로 압력 전달 과정에서 발생하는 오차가 0.2% 이내가 되도록 송출공의 형상을 설계하였다. 그러므로 식 (3)으로부터, 본 장치의 압력 보상에 의한 상대 불확실성은 0.3% 보다 작음을 알 수 있다.

2.2 라이너 지지 구조

부동라이너의 축방향 지지 강성은 측정 회전수와 관련하여 아주 중요하다. 축방향 지지 강성이

작으면 라이너의 축방향 요동이 커서, 측정 회전수를 높이지 못하므로 로드셀 민감도가 허용하는 범위 내에서 축방향 지지 강성을 크게 할 필요가 있다. 이를 위해 본 연구에서는 Fig. 2와 같이 라이너 상하부 지지대를 설치하였다. 이들 지지대의 라이너 축방향, 반경방향 강성은 마찰 신호에 큰 영향을 미치므로, 본 연구에서는 이에 대해 고찰하였다.

Fig. 4에 본 장치의 라이너 축방향 지지 강성을 보였다. Fig. 4에서 α 는 피스톤의 위치를 나타내는 변수로, 0일 때가 상사점, 1일 때가 하사점이다. 피스톤계 마찰력 F 와 로드셀로 측정되는 힘 F_s 의 관계는 다음 식으로 표현될 수 있다.

$$F = \frac{k_a + k_l}{\alpha \cdot k_a + k_l} \left\{ \frac{k_a \cdot k_l}{k_a + k_l} + k_s + k_b \right\} \frac{F_s}{k_s} \quad (8)$$

식 (8)에서, 동일한 크기의 마찰력에 대해서도 피스톤 위치 α 에 따라서, 로드셀로 측정되는 힘의 크기가 달라짐을 알 수 있다. 피스톤 위치의 영향을 줄이기 위해서는 피스톤 위치에 따른 로드셀 감도 변화를 작게 유지하는 것이 중요하다. 즉,

$$\frac{1}{F} \frac{\partial F}{\partial \alpha} = - \frac{1}{\alpha + k_l/k_a} \quad (9)$$

의 크기를 작게 할 필요가 있는데, 이를 위해서는 식 (9)에서 k_l/k_a 를 크게 해야 한다는 것을 알 수 있다. 즉, 상부 지지대의 라이너 축방향 강성을 라이너의 축방향 강성에 비해 작게 설계할 것이 요구된다. 이 경우 마찰력과 측정된 힘의 비는

$$\begin{aligned} \frac{F}{F_s} &= \frac{k_a/k_l + 1}{\alpha \cdot k_a/k_l + 1} \left\{ \frac{k_a/k_l \cdot k_l}{k_a/k_l + 1} + 1 + \frac{k_b}{k_s} \right\} \\ &\approx 1 + \frac{k_b}{k_s} \end{aligned} \quad (10)$$

로 표현되므로, 라이너 축방향 지지 강성을 크게 하여 측정 회전수를 높이기 위해서는, 하부 지지대의 축방향 강성을 크게 해야 한다.

한편, 라이너 반경방향으로 작용하는 피스톤 측력은 마찰력에 비해 크므로 라이너 반경방향 지지 강성을 더 크게 설계해야 마찰 신호 왜곡을 방지할 수 있다. 특히 피스톤 측력이 큰 라이너 상부의 반경방향 지지 강성을 크게 할 필요가 있는데, 상부 지지대는 라이너 축방향 강성이 작아야 하는 제한 조건이 따르므로, 이를 만족시키기 위해 본 연구에서는 다층 지지부를 고안하였다.

폭 b , 두께 h , 길이 L 을 갖는 보의 굽힘 강성과 압축 강성은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

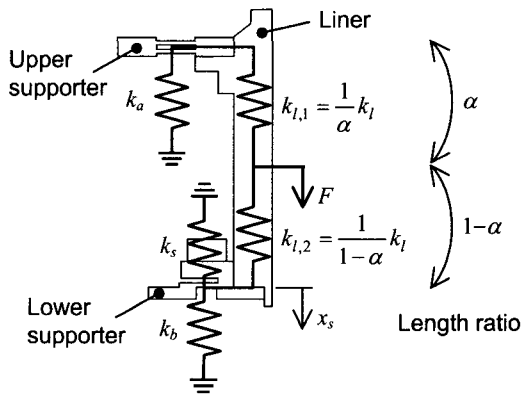


Fig. 4 Schematic diagram of stiffness of liner, liner supporters, and load cell

$$S_b = E \times \frac{b \cdot h^3}{L^3}, \quad S_c = E \times \frac{b \cdot h}{L} \quad (11)$$

이 보를 두께 $h' = h/n$ 의 n 개의 보로 대체했을 때, 합계 굽힘 강성과 합계 압축 강성은 다음과 같이 표현되므로,

$$\begin{aligned} \sum S_b' &= E \times \frac{b \cdot h'^3}{L^3} \times n = \frac{1}{n^2} S_b \\ \sum S_c' &= E \times \frac{b \cdot h'}{L} \times n = S_c \end{aligned} \quad (12)$$

이로부터 다층 지지부를 이용하면, 동일한 압축 강성을 유지하면서 굽힘 강성을 작게 하는 것이 가능하다는 것을 알 수 있다.

본 장치는 라이너 하부 지지대의 축방향 강성을 크게 하여, 라이너 고유 진동수를 증가시켰다. 상부 지지대를 다층 형상으로 하여 축방향 강성을 작게 하고, 반경방향 강성을 크게 하였으므로, 피스톤 위치에 따른 로드셀 감도의 변화와 측력에 의한 마찰 신호 왜곡을 줄인 특징을 갖고 있다.

3. 실험결과

3.1 엔진 작동 조건의 영향

Fig. 5에 모터링시와 피어링시의 피스톤계 마찰 측정 결과를 보였다. 냉각수와 오일의 온도는 50°C 이고, 회전수는 1500RPM 이다. 피어링 시의 부하 조건은 BMEP 2.0bar 조건이고, 모터링 시의 스로틀 개도는 피어링 시와 동일한 개도를 갖는다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 모터링 시와 피어링 시는 마찰 특성에 큰 차이가 있으므로 정확한 피스톤계 마찰 특성을 평가하기 위해서는 피어링 시의 마찰을 측정해야 한다는 것을 알 수 있다.

팽창행정에서는 연소압이 높아 측력이 크게 작

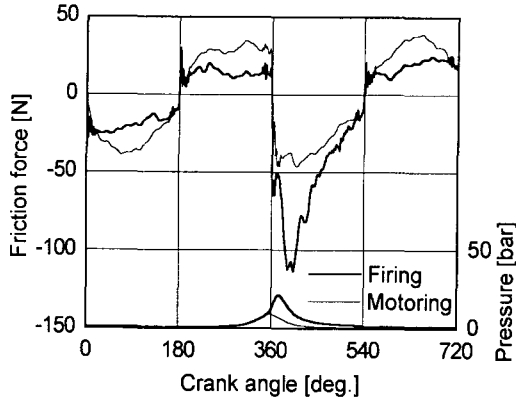


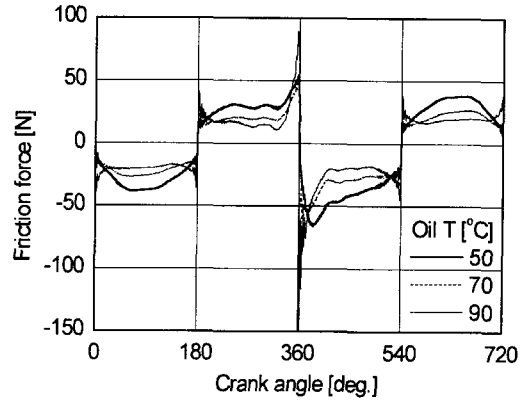
Fig. 5 Friction force with engine operating condition

용하는 피어링 시가 마찰이 더 크게 나타나고, 그 이외의 영역에서는 유막 온도가 낮아 오일의 점도가 높은 모터링 시가 오히려 마찰이 크게 나타남을 알 수 있다.

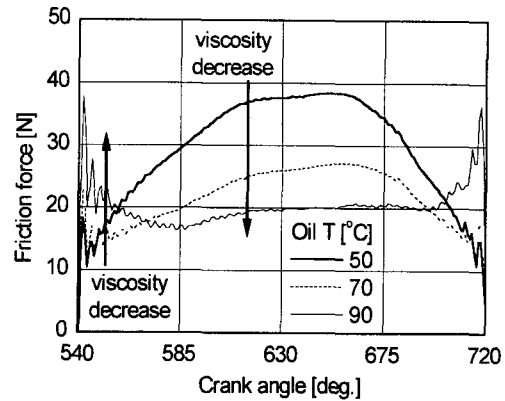
3.2 오일 온도의 영향

오일 온도에 따른 마찰 특성의 변화를 Fig. 6에 보였다. 운전 조건은 모터링 운전이고, 회전수는 1200RPM, 스로틀 개도는 WOT 상태이다. 결과에서 볼 수 있는 바와 같이, 오일의 온도가 증가하면 점도 감소에 의해 피스톤계 마찰이 감소함을 알 수 있다.

Fig. 6(b)는 Fig. 6(a)의 배기 행정 부분만을 나타낸 것이다. 피스톤 속도와 오일의 점도에 따라 피스톤 각 위치별 윤활 특성이 결정되므로, 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 오일 점도 감소에 따라 전 구간에서 마찰이 감소하는 것은 아니다. 행정의 중반부는 주로 유체 윤활이 지배적인 영역으로, 오일 온도가 증가하여 점도가 작아지면 마찰이 줄어들게 된다. 이와는 달리 상하사점 부근에서는



(a) One cycle



(b) Exhaust stroke

Fig. 6 Friction force with oil temperature

미끄럼 속도가 0 인 경계 윤활이 지배적인 영역이므로 행정 중반부와 반대의 경향이 나타난다. 즉, Fig. 6(b)에서 볼 수 있는 바와 같이 점도가 작아지면 오히려 마찰이 증가한다. 경계 윤활 영역에서는 고체간 접촉이 발생하므로 이 영역에서의 마찰의 증가는 마모 증가를 유발할 수 있다.

3.3 간극의 영향

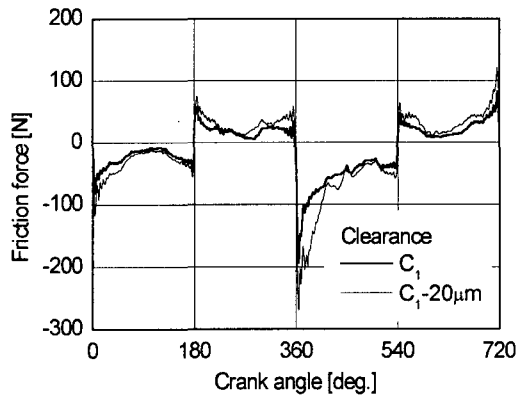
피스톤 라이너 간 간극이 마찰에 미치는 영향을 Fig. 7(a) 에 보였다. 냉각수와 오일의 온도는 90°C 인 경우이고, 회전수 2000RPM, 부하 BMEP 2.0bar 의 피어링 운전 조건에서의 측정 결과이다. 정상 간극의 경우에 비해 간극이 작은 경우가 마찰이 증가함을 알 수 있다. Fig. 7(a) 에서 마찰 차이를 구해 간극 감소에 따른 마찰 증가량을 Fig. 7(b)에 보였다. 전 행정 영역에서 마찰이 증가하지만 특히, 상하사점 부근의 경계 윤활 영역에서 마찰이 크게 증가함을 알 수 있다. 이는 측력의 영향을 받는 피스톤 스커트부 마찰 증가에 따른 것

이다.

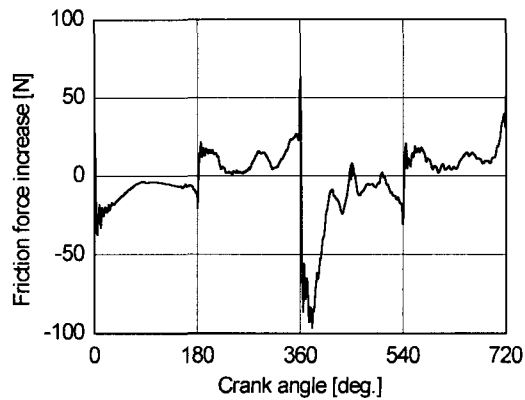
3.4 피스톤 링 장력의 영향

피스톤 링 장력에 따른 마찰의 변화를 Fig. 8(a) 에 보였다. 측정 조건은 간극 영향 시험의 경우와 동일하다. 합계 장력이 큰 경우가 작은 경우에 비해 마찰이 증가함을 알 수 있다. Fig. 8(a) 에서 마찰 차이를 구해 장력 증가에 따른 마찰 증가량을 Fig. 8(b) 에 보였다. 간극의 경우와 동일하게 전 행정 영역에서 마찰이 증가하는 것을 알 수 있다.

간극 감소와 장력 증가에 따른 마찰 특성을 비교하면 두 경우 모두 전 영역에서 마찰이 증가하고, 상하사점 부근 마찰 증가 폭이 더 크다는 공통점을 갖고 있다. 그러나 간극 감소는 피스톤 스커트 부의 마찰을 증가시키는데, 스커트 마찰은 엔진의 부하 증가에 따라 마찰이 증가하는 경향을 가지므로, 팽창 행정 부분에서의 마찰이 크게 증가되는 특징을 갖는다. 이와는 달리, 장력 증가는 피스톤 링 부의 마찰만을 증가시키고, 링 마찰은

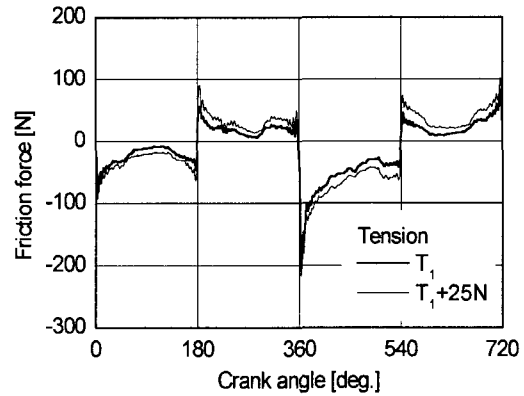


(a) Friction force

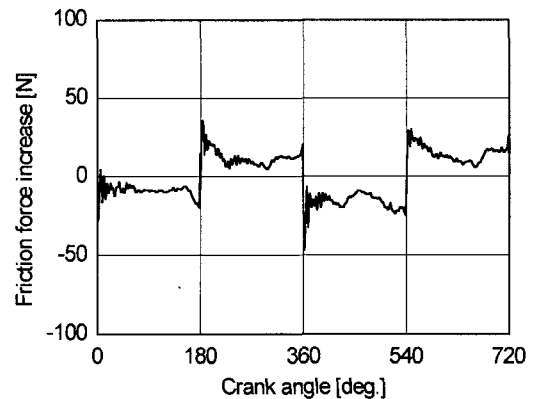


(b) Friction force increase

Fig. 7 Friction force with clearance between liner and piston skirt



(a) Friction force



(b) Friction force increase

Fig. 8 Friction force with piston ring tension

엔진 부하에 따라 크게 변하지 않으므로 각 행정 간 마찰 변화가 크지 않은 특징을 갖는다.

Fig. 7 과 Fig. 8 의 결과로부터 두 경우 모두 피스톤계 마찰을 저감할 수 있는 방안을 알 수 있다. 그러나 간극 증대는 피스톤의 2 차 운동을 크게 하여 소음 증가와 오일 소모 증가를 유발하고, 링 장력 저감은 링 면압을 떨어뜨려 오일 소모를 증가 시키는 문제를 발생시킬 수 있으므로 이에 대한 대책이 필요하다.

4. 결 론

피스톤계 마찰 측정 장치를 개발하였다. 본 장치는 피스톤 상면을 가공하지 않고, 일반적인 고무 오링을 이용하여, 연소압에 의한 작용력을 0.3% 이내로 해소할 수 있다. 본 장치는 또한, 라이너 하부 지지대의 축방향 강성을 크게 하여, 라이너 고유 진동수를 증가 시켰을 뿐만 아니라, 상부 지지대를 다층 형상으로 하여 축방향 강성은 작게 하고, 반경방향 강성을 크게 하였으므로, 피스톤 위치에 따른 로드셀 감도의 변화와 측력에 의한 마찰 신호 왜곡을 줄인 특징을 갖고 있다.

본 연구에서 개발된 마찰 측정 장치를 이용하여, 엔진 작동 조건과 오일 온도의 영향에 대해 고찰하였다. 팽창행정에서는 연소압이 높아 축력이 크게 작용하는 피어링 시가 마찰이 더 크고, 그 이외의 영역에서는 유막 온도가 낮아 오일의 점도가 높은 모터링 시가 마찰이 크게 나타난다. 오일 온도가 높아 점도가 감소하면 유체 윤활이 지배적인 행정 중반부에서는 마찰이 감소하지만, 미끄럼 속도가 0 인 경계 윤활이 지배적인 상하사점 부근에서는 마찰이 오히려 증가한다.

피스톤 라이너 간 간극이 감소하고 피스톤 링 장력이 증가하면 전 행정 영역에서 마찰이 증가하고, 상하사점 부근에서의 마찰 증가 폭은 더 크게 나타난다. 스킵트 부 마찰은 부하에 따라 증가하는 경향을 갖는데 이에 영향을 주는 간극 감소는 팽창 행정 부의 마찰을 크게 증가시키지만, 부하에 따라 크게 변하지 않는 피스톤 링 부 마찰에만 영향을 주는 장력 증가에 의해서는 각 행정 간 마찰 변화가 크게 발생하지 않는다.

참고문헌

- (1) Schwaderlapp, M., Koch, F., and Dohmen, J., "Friction Reduction - the Engine's Mechanical Contribution to Saving Fuel," Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, Seoul, F2000A165.
- (2) Furuhashi, S., and Takiguchi, M., "Measurement of Piston Frictional Force in Actual Operating Diesel Engine," SAE paper, No. 790855.
- (3) Nakayama, K., Yasutake, Y., Takiguti, M., and Furuhashi, S., "Effect of Piston Motion on Piston Skirt Friction of a Gasoline Engine," SAE paper, No. 970839.
- (4) Koch, F., Geiger, U., and Hermsen, F.-G., "PIFFO - Piston Friction Force Measurements During Engine Operation," SAE paper, No. 960306.
- (5) Feuga, L., and Bury, C., 1984, "Piston and Ring Mechanical Losses," *Proceedings of the ImechE*, C449/84.
- (6) Parker, D. A., Adams, D. R., and Donnison, G., 1989, "The Measurement and Reduction of Piston Assembly Friction," *Proceedings of the ImechE*, C375/017.
- (7) Lichtarowicz, A., Duggins, R. K., and Markland, E., 1965, "Discharge Coefficients for Incompressible Non-cavitating Flow Through Long Orifices," *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 7, No. 2, pp. 210~219.