

피스톤계 마찰 특성 (II) -실험적 연구-

조명래[†] · 하경표^{*} · 김중수^{*} · 오대윤^{*} · 한동철^{**}
(2002년 4월 1일 접수, 2002년 11월 15일 심사완료)

Friction Characteristics of Piston Assembly (II) -Experiment-

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

Key Words : Friction Force(마찰력), Piston(피스톤), Ring Pack(링팩), Skirt(스커트), Movable Liner(부동 라이너), Viscous Friction(점성 마찰), Boundary Friction(경계 마찰), Radial Clearance(클리어런스), Tension(장력)

Abstract

The aim of this paper is to investigate the friction characteristics of piston assembly, which composed of ring pack and piston skirt. The friction force of piston assembly was measured by using the movable liner in the single cylinder engine, and the various parameters were tested. The friction force was suddenly increased at the expansion stroke due to higher cylinder pressure. The viscous friction was dominant at the mid stroke, but the boundary friction was dominant at the top and bottom dead centers. Through the experiment, we could validate previous theoretical study, and confirm that the radial clearance and ring tension were very effective to reduce friction loss of piston assembly.

1. 서 론

연소 최적화를 통한 연비 개선 노력 외에 엔진동력 손실의 약 30~40%에 달하는 마찰 손실을 개선하여 연비를 향상시키고자 하는 노력이 활발히 진행되고 있다. 엔진에서 발생하는 마찰 손실을 약 10% 줄일 경우 엔진 연비는 약 2.5% 정도 개선되는 것으로 보고되고 있다. ⁽¹⁾ 엔진에서 발생하는 마찰 손실 중 피스톤 링과 피스톤 스커트로 구성된 피스톤계에서 발생하는 마찰 손실은 엔진 전체 마찰 손실의 약 40~50%로, 엔진에서 발생하는 마찰 손실 중 가장 큰 비중을 차지한다. 따라서 피스톤계 마찰 손실의 저감은 엔진 전체 마찰 저감에 가장 큰 영향을 미친다. 따라서 저장력, 박폭 링의 사용, 피스톤의 소형, 경량화, 저점도 오일의 사용 및 다양한 코팅 처리 등, 피스톤계 마찰 저감을 위해

다양한 시도가 진행되고 있다. 그러나 피스톤계의 마찰 특성에 대한 규명은 피스톤계에서 발생하는 마찰 손실을 줄이고 성능을 개선하기 위해 무엇보다 선행되어야 할 중요한 과제이다. 따라서 피스톤계의 마찰 특성에 대한 많은 이론적 연구 및 피스톤계의 마찰력 측정을 위한 많은 실험적 연구가 수행되었다.

피스톤계의 마찰에 대한 평가는 편리함 때문에 스트립 다운(strip down) 법이 널리 사용되고 있다. 이는 모터링 상태에서 피스톤과 크랭크계의 마찰 토크를 측정된 다음 크랭크계의 마찰 토크를 제외하여 평가하는 것으로 엔진 연소 상태에서의 피스톤계 마찰을 평가할 수 없고 행정에 따른 피스톤계의 마찰력의 변화를 알 수 없다는 단점을 지니고 있다. 또한 스트립 다운법의 경우 요소를 제거하면서 발생하는 연소실 압력 및 벨트 장력 등의 변화에 의한 부하의 차이 때문에 상대 평가는 가능하나 정확한 요소의 마찰 특성은 평가할 수 없다. 따라서 모터링 및 연소 상태에서 피스톤계의 변동하는 마찰력을 측정하기 위해서 대부분 특수한 부동 라이너를 제작하여 측정한다. 부동 라이너는 Furuham⁽²⁾ 등에 의해 개발되기 시작하였으며,

[†] 책임저자, 회원, 현대자동차 파워트레인연구소
E-mail : formell@hyundai-motor.com
TEL: (031)369-4517 FAX: (031)369-4503

^{*} 현대자동차 파워트레인연구소

^{**} 서울대학교 기계항공공학부

Wakuri⁽³⁾ 등은 정압 베어링으로 지지 되는 부동 라이너를 개발하여 피스톤계 마찰력을 측정하였으며, Halsband⁽⁴⁾는 멤베레인으로 지지 되는 부동 라이너를 이용하여 피스톤 계 마찰력을 측정하였다. 또한 Koch⁽⁵⁾ 등은 연소 압력에 의한 축력을 상쇄하기 위해 특수 가스켓을 이용한 부동 라이너를 개발하였다. 한편 국내에서는 윤^(6,7) 등이 피스톤계 마찰력 측정 장치를 개발하여 운전 조건에 따른 피스톤계 마찰 특성에 대해 고찰하였으며, 조⁽⁸⁾ 등은 동일 시험기를 이용하여 피스톤 링의 마찰 모드에 대한 실험적 연구를 수행한 바 있다. 한 편 이⁽⁹⁾ 등은 피스톤계를 모사한 장치를 개발하여 피스톤 링의 마찰 특성에 대한 실험적 연구를 수행한 바 있다.

본 연구에서는 피스톤 계의 마찰 특성을 규명하기 위해 부동 라이너를 적용한 단기통 엔진을 이용하여 다양한 인자에 대한 실험을 수행하였다. 실험 결과를 통해 피스톤 링과 피스톤 스커트로 이루어진 피스톤계의 마찰 특성에 대한 이해가 가능하였으며, 피스톤 링과 피스톤 스커트의 마찰에 큰 영향을 미치는 인자에 대한 평가가 가능하였다. 또한 본 시험을 통해 측정된 결과를 이용하여 제 1 보에서 제시한 피스톤계 마찰 해석 모델과 해석 결과의 타당성을 검증할 수 있었다. 본 연구를 통해 제시된 결과들은 피스톤계의 마찰 저감을 위한 유용한 자료로 활용될 것으로 판단된다.

2. 실험 장치

본 연구에서는 피스톤 계에서 발생하는 마찰력을 단기통 엔진에서 부동 라이너를 이용하여 측정하였다.

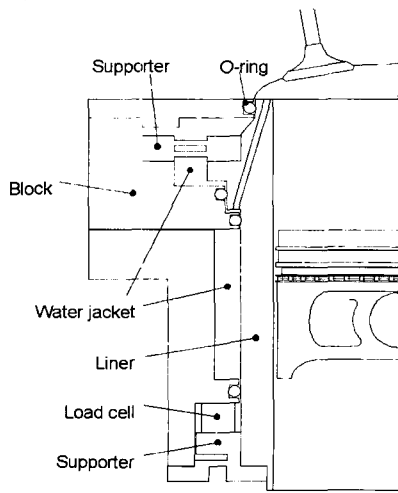


Fig. 1 Schematic diagram of piston friction force measurement system

마찰력 측정을 위해 4 개의 링 타입 동적 로드셀을 라이너 하부에 장착하였다. Fig. 1 에는 본 연구에 사용된 부동 라이너의 개략도를 나타내었다. 라이너 상면에 작용하는 연소압에 의한 작용력을 해소하기 위해, Fig. 1 와 같이 라이너 외주면에 하부 면적이 라이너 상부 면적과 동일한 돌출부를 설치하고, 이 부분과 라이너 상면 사이에 압력이 전달 될 수 있는 통로를 설치하여, 동일한 면적에 동일한 압력이 작용하여 연소압에 의한 작용력이 상쇄되게 하였다. 연소실과 압력 보상부의 밀봉을 위해 세 개의 오링이 사용되었다. 이 오링들 주위를 국부적으로 냉각시켜 오링의 내구성을 향상시킬 목적으로 국부 냉각 장치가 설치되었다.

부동라이너의 축방향 지지 강성이 작으면 라이너의 축방향 요동이 커서, 측정 회전수를 높이지 못한다. 또한 피스톤계의 마찰력은 라이너에 작용하는 축력에 비해 상당히 작은 값이므로 반경 방향 강성이 약하면 마찰력 신호가 축력에 의해 왜곡될 수 있다. 따라서 본 장치에서는 축 방향 지지 강성 및 반경 방향 지지 강성을 크게 하기 위해 Fig. 1 에서 보는 바와 같이 라이너 상하부 지지대를 설치하였다.

측정된 마찰력 신호는 차지 앰프(Charge Amplifier)를 통해 증폭된 후 PC 에 저장되며 총 300 엔진 사이클 동안의 신호를 평균하여 사용하였다. 또한 실린더 내의 연소 압력을 동시에 측정하여 마찰력 해석을 위한 입력 자료로 이용하였다.

Fig. 2 에는 전체 시험 장치의 개략도를 나타내었고, Table 1 에는 본 연구에 사용된 단기통 엔진의 사양 및 운전 조건, 작동 오일 등에 나타내었다.

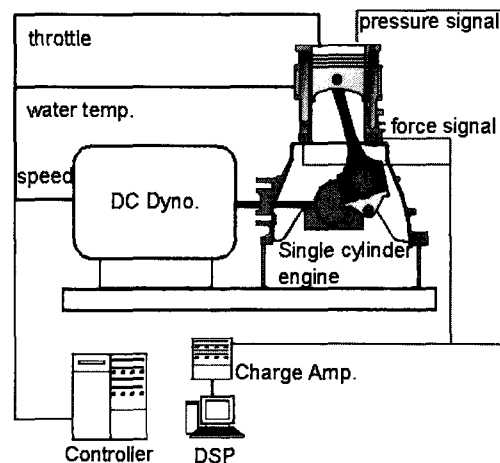
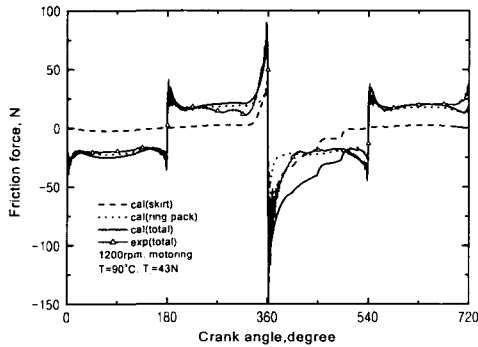


Fig. 2 Schematic diagram of experimental system

Table 1 Specification of test engine

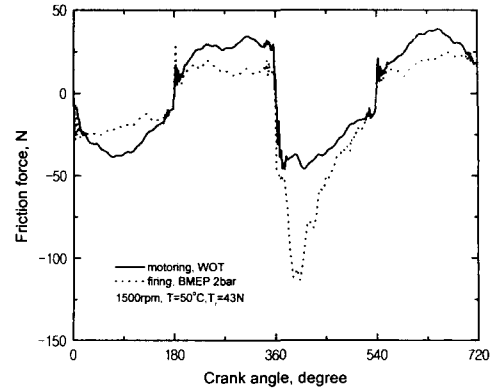
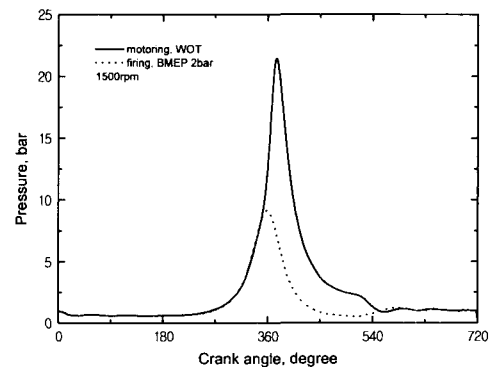
Bore×Stroke	75.5 × 83.5 mm
Mass (piston + piston pin)	250 g
Total ring tension	28/43/52 N
Clearance	13/30 μm
Oil and coolant temp.	50/90 °C
Lubricant	SAE5W20
Engine speed	1200/1500/2000 rpm
Load	BMEP 2bar/4bar/WOT

**Fig. 3** Comparison between measure and calculated piston friction

3. 결과 및 토의

Fig. 3 에는 제 1 보의 해석 모델을 통해 구한 피스톤계의 마찰력과 본 연구의 장치를 이용해 측정 한 마찰력을 비교한 예를 나타내었다.

전체 마찰력의 경우 팽창 행정의 일부를 제외하고 해석 결과 및 시험 결과가 상당히 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 피스톤계의 마찰 특성은 행정 중반에서는 유체 윤활 특성이 지배적인 경향을 보이고 있으며 상, 하사점에서는 경계 마찰에 의한 혼합 윤활 특성을 나타내고 있다. 해석 결과를 살펴보면 링 팩의 마찰력은 행정 전반에 걸쳐 유사한 경향을 나타낸다. 그러나, 스커트 마찰력은 압축 및 팽창 행정에서 실린더 압력의 영향에 의해 갑자기 증가한다. 이를 통해 피스톤 링의 마찰력은 실린더 압력에 의한 영향을 거의 받지 않는 반면 스커트 마찰력은 실린더 압력에 의한 축력의 영향을 크게 받는다는 사실을 알 수 있다. Fig. 3 의 해석 결과를 통해서, 운전 조건에 따른 차이는

**Fig. 4** Measured piston friction with combustion process**Fig. 5** Measured cylinder pressure with combustion process

있지만 피스톤계 마찰의 대부분이 주로 피스톤 링 팩에 의해 발생함을 유추할 수 있다.

모터링 및 파이어링시의 피스톤계 마찰력에 대한 결과를 Fig. 4 에 나타내었다. 파이어링 조건에서는 마찰력이 팽창 행정에서 급격히 증가함을 알 수 있는데 이는 Fig. 5 에 나타낸 것처럼 연소시의 실린더 압력이 모터링 조건 보다 크기 때문에 발생하는 것으로 연소 압력에 의한 부하의 영향을 주로 받는 피스톤 스커트에서 발생한다. 한편 제 1 보의 해석 결과와는 달리, 실린더 압력의 차이가 발생하지 않는 나머지 행정에서 마찰력이 차이가 발생하는 것은 모터링과 파이어링의 온도 조건의 차이에서 발생하는 것으로 판단된다. 파이어링 조건은 모터링 조건보다 연소 온도가 높으므로, 동일 온도가 높아져 오일 점성이 감소하게 된다. 따라서 행정 중반의 마찰력이 모터링에 비해 줄어들게 된다.

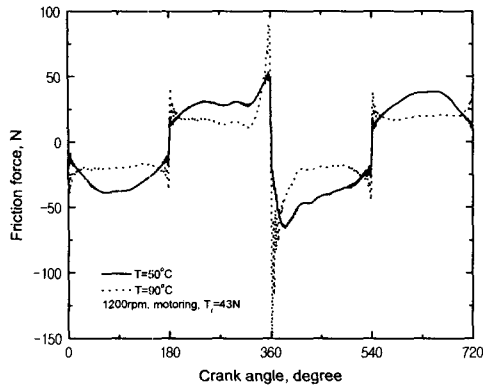


Fig. 6 Measured piston friction with oil temperature

오일 온도에 따른 피스톤계 마찰력 변화를 Fig. 6에 나타내었다. 오일의 온도가 증가함에 따라 점도 저하에 따라 점성 마찰력은 감소하며 반대로 경계 마찰력은 유막의 하중 지지력 감소에 따른 들기 접촉의 증가에 의해 커지게 된다. Fig. 6의 결과를 통해 점성 마찰이 지배적인 행정 중반의 마찰력은 오일 온도의 상승에 따라 감소하고, 반대로 상, 하사점의 마찰력은 증가하는 경향을 확인할 수 있다. 또한 고온 조건에서는 점도 저하에 따라 행정 중반에도 일부 경계 마찰이 일어남을 알 수 있다.

Fig. 7에는 피스톤과 라이너 사이의 반경 방향 틈새 변화에 따른 결과를 나타내었다. 일반적으로 동수압 윤활 상태에서는 간극이 감소할수록 유막 전단이 증가하므로 점성 마찰력이 증가하게 된다. 피스톤 링의 마찰력은 틈새 변화의 영향을 거의 받지 않으므로 틈새 변화에 따른 피스톤계 마찰력 변화는 주로 피스톤 스커트에서 발생한다. 이는 앞선 제 1보의 해석 결과를 통해 확인할 수 있다. 한편 피스톤 스커트 마찰은 연소 압력의 영향을 크게 받으므로 틈새 변화에 따라서 연소 압력이 크게 작용하는 팽창 행정의 마찰 증가가 다른 행정보다 크게 나타났다. 이는 Fig. 8의 틈새에 따른 피스톤계 마찰력의 차이로부터 확인할 수 있다. 위의 결과로부터 피스톤과 라이너 사이의 틈새의 증가가 피스톤 스커트 마찰 저감에 효과적임을 알 수 있다. 그러나 틈새의 과도한 증가는 오히려 유막의 하중 지지력을 떨어뜨려 스커트와 라이너의 직접 접촉에 따른 경계 마찰 및 마모를 증가시킬 가능성이 있으므로 마찰을 줄이면서 충분한 유막을 유지할 수 있는 적절한 틈새의 선정이 중요하다.

Fig. 9은 엔진 속도에 따른 마찰 측정 결과를

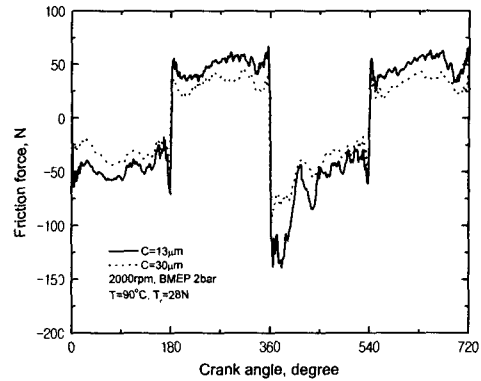


Fig. 7 Measured piston friction with radial clearance

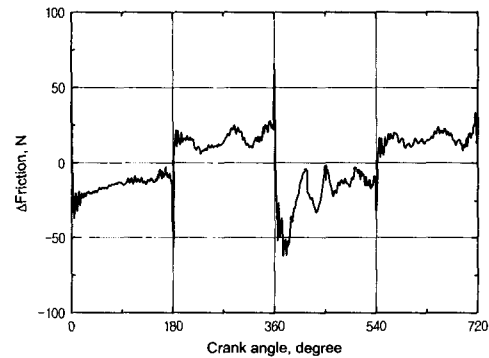


Fig. 8 The difference of friction force with radial clearance

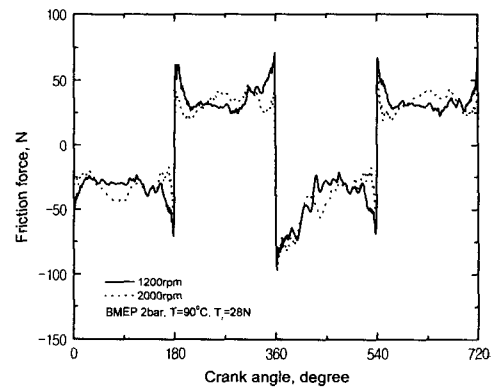


Fig. 9 Measured piston friction with engine speed

나타내었다. 피스톤계는 일반적으로 속도의 증가에 따라 마찰이 증가하는 유체 윤활 영역에서 작동한다. 엔진 행정에 따른 변화를 살펴보면, 행정 중반에는 속도 증가에 따른 전단력 증가에 의해

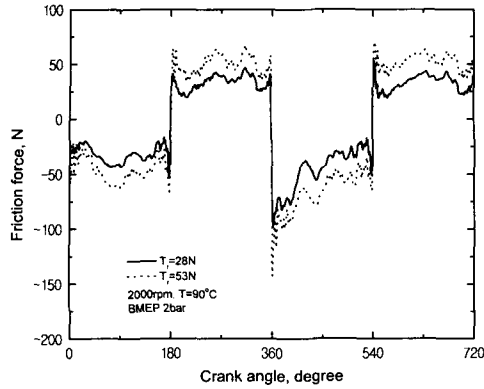


Fig. 10 Measured piston friction with ring tension

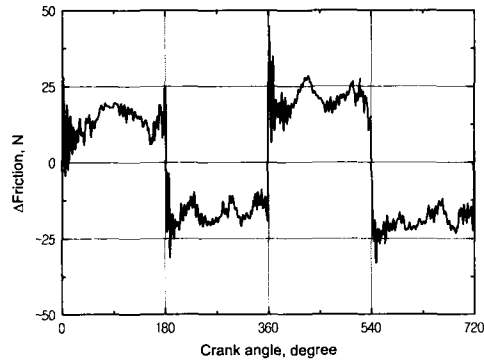


Fig. 11 The difference of friction force with ring tension

마찰이 증가하는 유체 윤활 특성을 나타내고 있다. 그러나 상, 하사점에서는 엔진 속도 증가에 따라 마찰력이 감소하는 혼합 윤활 특성을 나타내는데, 이는 속도에 증가에 따라 유막 두께가 증가하여 표면 조도의 돌기 접촉에 의한 경계 마찰력이 줄어들기 때문에 일어나는 현상이다.⁽¹⁰⁾

피스톤 링 팩의 전체 장력 변화에 대한 결과를 Fig. 10에 나타내었다. 링 장력에 비례하여 피스톤계 마찰력이 크게 증가함을 알 수 있다. 링 장력은 링과 라이너 사이의 유막 두께에 지배적인 영향을 미치므로 링 팩의 윤활 및 마찰에 중요한 역할을 하게 된다. 링 장력은 엔진 행정 전반에 걸쳐 동일하게 작용하므로 장력이 증가하면 전 행정에 걸쳐 동일한 수준의 마찰력이 증가하게 된다. 이는 Fig. 11의 장력에 따른 마찰력 차이로부터 확인할 수 있다.

링 장력에 따른 피스톤계 마찰력 측정 결과로부터 저장력 링의 적용이 피스톤계의 마찰 손실 저감에 효과적이며 이를 통해 상당한 연비 개선

효과를 얻을 수 있음을 예상할 수 있다. 그러나 링 장력 감소는 피스톤 링의 밀봉 효과를 저하시켜 블로바이 (blow-by) 가스를 증가시키고 라이너 벽면의 오일을 충분히 긁어 내리지 못하기 때문에 오일 소모가 증가할 가능성이 있다. 따라서 저장력 링의 적용시에는 이러한 문제점에 대한 충분한 검토가 요구된다.

4. 결론

부동 라이너를 이용한 피스톤계의 마찰력 측정 장치를 통해 다양한 운전 조건 및 설계 변수에 따른 피스톤계의 마찰력을 측정하였다. 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 팽창 행정에서는 연소 압력의 차이에 의해 파이어링 마찰력이 모터링 보다 크나 그 외 행정에서는 모터링 마찰력이 상대적으로 크다. 이는 연소 조건에 따른 오일 온도 차이에 기인하는 것으로 판단된다.

(2) 오일 온도가 증가하고 엔진 속도가 감소할수록 행정 중반의 마찰력은 감소하는 반면 상, 하사점의 마찰력은 증가하는 경향을 보였다.

(3) 피스톤과 라이너 사이의 반경 방향 틈새가 증가할수록 피스톤계 마찰은 감소하는 경향을 보였다.

(4) 링 장력이 증가할수록 피스톤계 마찰은 급격히 증가한다. 저장력 링 사용은 피스톤계 마찰 저감에 매우 효과적이다.

참고문헌

- (1) Kim, W. Q., Seo, S. H., Kang, K. P. and Oh, D. Y., 2001, "Development of Low Viscosity Engine Oil," 2001 Research Paper Conference in Hyundai Motor.
- (2) Furuhashi, S. and Takiguchi, M., 1979, "Measurement of Piston Frictional force in Actual Operating Diesel Engine," SAE paper, No. 790855.
- (3) Wakuri, Y., Kitahara, T., Hamatake, T., Soejima, M. and Oono, O., 1996, "Characteristics of Piston Ring Friction (Influences of Piston Ring Specifications)," *J. of JSME*, 62(599), pp. 2811~2817.
- (4) Halsband, M., 1995, "MEASUREMENT OF PISTON ASSEMBLY FRICTION FORCE IN SMALL HIGH SPEED GASOLINE ENGINES," *Proc. Int. Trib. Conf., Yokohama*, pp. 1447~1451.
- (5) Koch, F., Geiger, U. and Hermsen, F.-G., 1996, "PIFFO - Piston Friction Force Measurements During Engine Operation," SAE paper, No. 960306.
- (6) Yoon, J. Y. and Kim S. S., 1994, "Development of Piston-Ring Assembly Friction Force Measuring System," *J. of KSAE*, Vol. 2, No. 3, pp.94~104.
- (7) Yoon, J. Y. and Kim S. S., 1994, "Friction

- Characteristics of the Piston-Ring Assembly Varying Engine Operation Conditions," *Trans. KSME Journal*, Vol. 18, No. 6, pp.1510~1519.
- (8) Cho, S. W., Choi, S. M. and Bae, C. S., 2000, "The Frictional Modes of Piston Rings for an SI Engine," *J. of KSAE*, Vol. 8, No. 5, pp. 114~120.
- (9) Lee, J. S. and Han, D. C., 1999, "An Experimental Study on Frictional Characteristics of the Piston Ring," *J. of KSAE*, Vol. 7, No. 6, pp.115~122.
- (10) Cho, M. R., Choi, J. K. and Han, D. C., 2001, "Calculation of Mixed Lubrication at Piston Ring and Cylinder Liner Interface," *KSME Int. Journal*, Vol. 15, No. 7, pp. 859~865.