

피스톤-링 및 실린더 보아 마모를 고려한 엔진오일소모 연구

전 상 명*

호서대학교 자동차공학과

A Study on Engine Oil Consumption Considering Wear of Piston-Ring and Cylinder Bore

Sang Myung Chun*

¹⁾Department of Automotive Engineering, Hoseo University, Chungnam 336-795, Korea
(Received 1 August 2006 / Accepted 29 September 2006)

Abstract : Ring and cylinder bore wear may not be a problem in most current automotive engines. However, a small change in ring face and cylinder bore diameter can significantly affect the lubrication characteristics and ring axial motion. This in turn can cause to change inter-ring pressure, blow-by and oil consumption in an engine. Therefore, by predicting the wear of piston ring face and cylinder bore altogether, the changed ring end gap and the changed volume of gas reservoir can be calculated. Then the excessive oil consumption can be predicted. Here, the oil amount through top ring gap into combustion chamber is estimated as engine oil consumption. Furthermore, the wear theories of ring and cylinder bore are included. The changed oil consumption caused by the new end gap and the new volume of oil reservoir around second land, can be calculated at some engine running interval. Meanwhile, the wear amount and oil consumption occurred during engine durability cycle are compared with the calculated values. The wear data of rings and cylinder bore are obtained from three engines after engine durability test. The calculated wear data of each part are turn out to be around the band of averaged test values or a little below. It is shown that the important factor regarding oil consumption increasement is the wear of ring face.

Key words : Ring face wear(링 외주면 마모), Ring end gap(링 엔드 갭), Ring groove wear(링 그루브 마모), Cylinder bore wear(실린더 보아 마모), Oil consumption(오일소모), Durability(내구성), Piston-ring pack(피스톤 링 팩)

1. 서론

근래에 개발된 엔진오일을 사용하는 현대 엔진들은 오일 소모를 최소화 하기위해 피스톤 링 팩 부품들이 매우 정교하게 조율되어있다. 따라서 오일소모율과 유막두께의 역학구조가 과거 엔진과는 유사하지 않다. 현대 엔진에서는 톱링 엔드 갭을 통한 가스혼합물의 역 흐름이 오일 소모에 주된 요인이 된다는 것이 관찰된 바 있다.¹⁾ 이는 톱링이 들리는 시

점 및 기간의 변화에 따라 영향을 받는다. 한편 가스에 의해 이동하는 점성 윤활유의 흐름의 양은 표면장력과 점성에 의해 좌우된다. 이 때 표면장력에 대한 점성력의 비는 테일러 수²⁾라고 부른다. 이러한 관계를 바탕으로 한 오일소모이론을 퍼들이론(puddle theory)¹⁾이라고 한다.

마모는 상대 운동하는 표면들에 존재하는 돌기들의 상호접촉 때문에 그들 표면으로부터 물질이 이탈되는 현상으로 정의되어진다.

마모로 인한 링 외주면과 그루브 측면과 라이너

*Corresponding author, E-mail: sangmchun@hanmail.net

의 표면 형상의 변화는 링 팩 운전에 큰 영향을 미친다. 엔진 운전 사이클 동안에 링-라이너와 링-그루브와 같은 미끄럼 운동하는 표면사이에는 경계 유효 조건으로 인한 상당한 접촉이 존재한다. 생성된 접촉 압력은 결과적으로 운전 기간동안 링 외주면 형상을 변화시키려고 하고, 한편으로 라이너 표면에 대하여는 피스톤의 운동 방향이 바뀌는 부분, 즉 속도가 느려 유막이 파괴되며 높은 그루브 압력이 존재하는 폭발행정의 상사점 직후에서 주된 마모흔적을 만든다. 링 외주면의 마모와 이 지역에서 라이너에 생기는 과도 마모 패턴은 링의 엔드 갭을 비정상적으로 넓힐 가능성으로 인하여 브로우바이와 블로우백의 값이 상대적으로 크게 나타나며, 이로 인해 톱링이 들러지는 시점에서의 엔드 갭을 통한 오일소모에도 큰 영향을 준다.

본 논문에서는 링-라이너 접촉 쪽에 대한 마모해석을 다루었다. 즉, 주어진 운전조건과 주어진 형상에 대하여 링 외주면과 라이너 위에 나타나는 마모하중 분포의 계산을 통해 링과 라이너 마모 문제를 다루었다. 더 나아가 이러한 마모 변화에 따른 오일소모 변화에 관한 연구도 이루어졌다.

2. 적용 이론

2.1 오일소모 이론

오일소모에 관계되는 제원이 표시된 피스톤의 측면도는 Fig. 1과 같다.

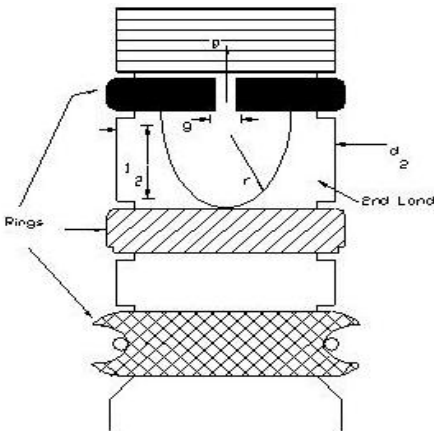


Fig. 1 Side view of piston showing dimensions relevant to oil consumption

한편, 퍼들이론에 의한 오일소모는 다음 식과 같이 표현될 수 있다.

$$Oil_Consumption = 3 \times 10^4 RPM \rho h_i h^* A_{ref} A^* \left(\frac{g}{hr} \right) \quad (1)$$

여기서, ρ 오일의 밀도이며 A_{ref} 톱링 아래 부분의 두 번째 랜드에 존재하는 오일 웅덩이 면적이다. $A_{ref} = \frac{\pi l_2^2}{2}$ 이며, l_2 두 번째 랜드의 길이이다. A^* 는 무차원 두 번째 랜드 웅덩이 면적으로 디젤엔진에 대해서는 $A^* = 0.03056(T_a)^{-2/3}$ 사용하였으며, 가솔린엔진에 대해서는 $A^* = 0.3056(T_a)^{-2/3}$ 사용하였다. h_i 는 톱링의 축방향으로 들리기 직전의 두 번째 랜드 유막두께이다. $h^* = (h_i - h_f) / h_i$ 는 두 번째 랜드의 유막두께의 무차원 변화 값으로 다음과 같이 관계되어진다. 즉, $h^* = 1.30(U_a t_{max}) (T_a)^{1/3} \left(\frac{\mu_a}{\mu} \right) + 0.61$. t_{max} 는 톱링이 들어 올려진 후부터 유량이 최고(Q_{MAX})에 도달할 때까지의 시간이며, μ_a 공기 절대점도이고, μ 오일의 절대점도이다. Q 는 톱링 갭을 통하여 흐르는 블로우바이가스의 질량 흐름율이고, Q_{MAX} 는 Q 의 최고값이다. h_f 는 톱링 갭을 통하여 연소실로 오일이 흐름을 멈출 때의 두 번째 랜드 오일유막의 최종상태 두께이며, RPM 은 엔진속도이다.

2.2 마모하중 이론

임의의 표면에서의 돌기와의 접촉력을 계산하는 과정은 다음과 같다.

예를 들어 두 표면의 틈새가 작을 때, 상대 표면 위의 돌기는 링 표면에 접촉 압력에 따라 서로 상호작용을 시작한다. 이 접촉압력을 계산하기 위해서, 다음의 그린우드-트립(Greenwood-Tripp) 모델³⁾이 사용되어진다.

$$P_{asp} = \frac{16\sqrt{2}}{15} \pi (\sigma\beta\eta)^2 E \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} F \left(\frac{h(z)}{\sigma} \right) \quad (2)$$

여기서

$$F(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_x^\infty (s-x)^{2.5} \exp\left(-\frac{s^2}{2}\right) ds \quad (3)$$

위식에 나타난 평균 돌기 높이(σ)와 돌기의 꼭지점 평균 곡률반경(β)과 단위 표면적 당 돌기 밀도(η)는 표면 거칠기 매개변수들이다.^{4,5)} 본 논문에서는 초기 길들이기(early break-in) 후의 값으로 $\sigma = 0.3\mu m$, $\eta\beta\sigma = 0.05$, $\sigma/\beta = 0.0001$ 을 사용하였고, 그 후 마모 진행 중에 새로 형성되는 표면에서 미시적인 변화가 나타나지만 이들 값을 일정하다고 가정하였다. 한편 E 는 접촉 금속의 합성 탄성계수이다. 이와 같이 계산된 접촉압력을 사용하여 링 표면위의 반경방향 힘은 다음 방정식 (4)을 사용하여 계산되어질 수 있다.

$$F_{asp} = \left(\int_0^t P_{asp}(z) dz \right) \pi D_b \quad (4)$$

여기서 t 는 표면의 이동방향 접촉길이, D_b 는 접촉지름을 말한다.

2.3 링 마모 이론

엔진 운전 중의 링 마모 모델은 다음과 같은 가정이 취해졌다.

- 1) 피스톤의 측면운동과 피스톤 링의 홈 내의 경사운동은 없는 것으로 하였다.
- 2) 링의 마모 하중은 피스톤의 축 방향 운동에 수직하다고 가정하였다.
- 3) 링 재질의 소성변형에 의한 응착 마모만이 고려되었다. 즉, 마모는 유체유막이 파괴되어 재질간의 접촉이 존재할 때 일어난다고 가정하였다.

$$W_l = \frac{1}{\pi D_r T_r} (V_o (1 - \exp(-k F_n U_p t)) + \eta_1 F_n U_p t) \quad (5)$$

여기서 V_o 는 접촉점에서 초기에 입수 가능한 부피로서 접촉 쪽의 양편 돌기가 초기 접촉된 상태에서 맞물려 있는 부피(initial volume available at the junction)를 말한다. 이는 초기 길들이기로 떨어져나가는 부피로 보았다. η_1 은 정상상태 마모계수이고, F_n 은 두 표면사이에서 돌기접촉에 의해 받는 수직 하중으로 본 논문에서는 방정식 (4)의 F_{asp} 를 적용하였다. k 는 운전(running-in) 모드에서의 마모계수이다. U_p 는 피스톤 속도이다. D_r 은 링 지름, T_r 은 링

두께이다.

본 논문에서는 V_o 를 평균값으로 표현했으며, 본 시험엔진의 초기 길들이기 모드(early break-in mode)에서의 마모 입수부피 값이다. 또한 k 와 η_1 는 직접적으로 계산된 값이 아니라 다른 실험 연구^{6,7)}로부터 얻어진 값들에 대한 평균값을 참고자료로 하여 선택한 값으로 마모량을 계산 후 내구시험 시 측정된 마모결과와 비교해 가며 시행착오법으로 결정하였다.

한편 엔진 운전 중의 링 마모 해석 과정은 다음과 같다.

- 1) 엔진내구모드의 각 엔진 속도에서 각 크랭크 각에 따라 링의 속도와 수직하중을 구한다.
- 2) 각 엔진 속도에서의 V_o , k 및 η_1 의 평균값을 이용하여 각각의 크랭크 각 간격에서 순간마모를 계산하여 더하여 나간다.
- 3) 전체 엔진내구모드까지의 링 마모량을 구하고 실험실 측정치와의 비교분석을 수행하면서 이상 오일소모가 나타날 때까지 계속하여 계산을 진행한다.

본 논문에서 고려한 소형 가솔린 엔진의 운전 중 링 마모 해석에 쓰인 k 와 η_1 및 V_o 의 값은 대형디젤 엔진에 대해 적용한 값⁷⁾과 비교 시 같은 크기의 차수(order) 내에서 조금씩 작은 값을 사용하였다.

2.4 실린더 보아 마모 이론

왕복엔진 실린더 보아 마모에 대해서, 단일 링에 의한 보아 마모를 고려한 해석적 모델⁸⁾은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} (h_w)_m &= \left(\frac{k_w L_w (4sN)}{2p_w A_a} \right)_m \\ &= \left(\frac{4k_w s}{3p_w} \right) (P_w)_m N = k_w' (P_w)_m N \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 s 는 행정길이, m 은 링의 번호, N 은 동력 행정 사이클의 수, $(P_w)_m = (L_w/A_a)_m$ 은 실린더 당 m 번째 링의 하중압력이고, $k_w' = 4k_w s/3p_w$ 이다. 사이클 당 m 번째 링의 하중압력 $(P_w)_m$ 은 한번의 4

행정 사이클 내에서 유막두께가 실린더 벽 위에 생성된 유막 윤활 최저 제한치(LLFL: lower limit for fluid film lubrication) 이하일 때의 변동 하중의 합이다. 그러므로 단일 링으로 인한 마모 깊이 분포는 동력행정, 배기행정, 흡입행정, 압축행정에 대한 이 단일 링에 의해서 실린더 벽에 미치는 하중 분포의 합과 비례한다.

$$(h_w)_m = k_w [(P_w)_{power} + (P_w)_{exh} + (P_w)_{ind} + (P_w)_{comp}]_m N \quad (7)$$

링 팩에 대한 전체 마모는 피스톤 링의 위치를 고려한 모든 링에 대한 마모 깊이 분포의 합이 될 것이다. 수학적인 관계는 다음과 같다.

$$h_w(s) = \underbrace{[h_w(s)]_1}_{1st\text{-}ring} + \underbrace{[h_w(s-s_2)]_2}_{2nd\text{-}ring} + \underbrace{[h_w(s-s_3)]_3}_{3rd\text{-}ring} + \dots \quad (8)$$

여기서 s_2, s_3, \dots 는 첫 번째 링 위치로부터 측정된 두 번째 링과 세 번째 링의 위치이다. 또한 h_w 는 s 의 함수인 것을 주의해야 한다.

본 연구에서 사용한 마모계수 k_w 의 값은 800시간 엔진내구시험을 수행한 소형 가솔린엔진 3대의 마모측정값과 연계하여 선택하였다. 이는 문헌^{9,10)}에서 제시한 값들과 비교 시 같은 차원의 값이다.

Table 1 Piston-ring specifications

Ring type	Top ring	2nd ring	Oil ring
Ring thickness (mm)	3.25	3.25	2.90
Ring end gap (mm)	0.38	0.38	0.46
Ring width (mm)	1.5	1.5	2.92
Groove width (mm)	1.55	1.55	3.02
Ring tension(N)	12.5	8.0	19.6

3. 결과 및 고찰

본 연구를 위해 사용한 엔진에 대한 피스톤 및 링에 대한 주요 제원은 Table 1에 주어져 있다.

한편 피스톤 링 팩의 링 운동학, 링간 압력계산, 유막두께계산, 마찰계산 등의 방법은 참고문헌¹¹⁾과 같은 내용을 적용 했으며, 피스톤 링 팩 형상 모델링 및 오일소모계산은 참고문헌¹²⁾의 방법을 사용하였다. 본 연구에서 계산에 사용한 모드는 Fig. 2에 보인 주 길들이기 모드와 내구 모드이다.

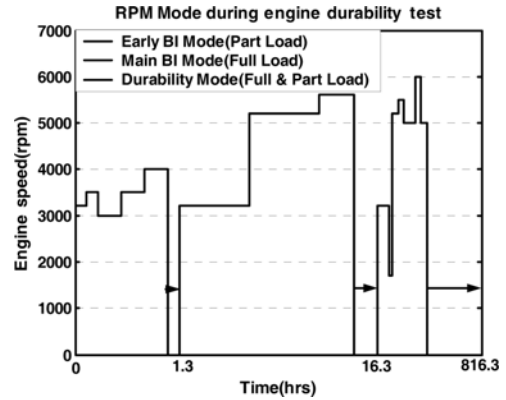


Fig. 2 RPM mode during engine durability test

3.1 실린더 보아 마모

본 해석결과 상사점(TDC)에서 톱링이 위치하는 곳의 실린더 보아 마모는 Fig. 3에 나타난 바와 같이 시간이 지남에 따라 곡선적으로 증가했다. 800시간 내구시험 후에 3대의 엔진에 대하여 실린더 보아를 길이방향으로 4등분한 곳에서 각각 측정 한 마모값의 평균 측정치 범위와 비교하였다. 이 때 계산된 보아 마모량은 상사점에서 측정값의 상한치의 약 2배 정도를 나타냈다. 이는 상사점에서의 마모가 하사점에서의 마모보다 상당히 크다는 것을 감안하면 계산치는 실 마모량과 크게 차이난다고 볼 수 없다.

참고로 800시간 내구시험은 10만km 실차 내구시험과 같은 효과를 갖고 있다.

계산결과 내구시험이 약 1583시간 지난 후 갑자기 마모량이 급하게 상승하였다. 급상승 직전의 보

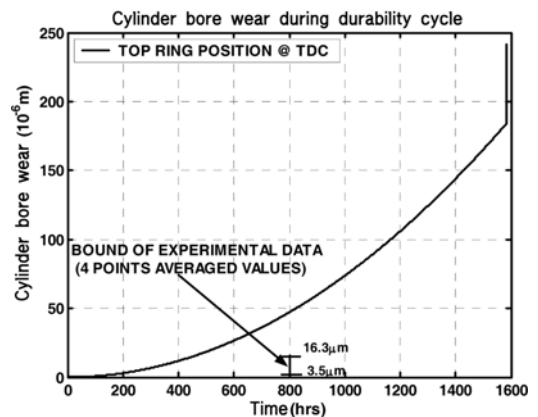


Fig. 3 Cylinder bore wear at top ring position @ TDC during engine durability cycle

아 마모량은 상사점에서는 184 μm 정도였다. 이는 800시간 내구 시점에서의 비교로부터 실 측정치의 평균값보다 상사점에서는 2배 이상 많은 값으로 추정할 수 있다.

내구 시험 동안 실린더 보아의 위치에 따른 마모 분포는 Fig. 4에 도시되었다. 이는 링 장력과 연소압으로 인한 링에 작용하는 측면력만을 고려한 마모량이다. 그 결과는 내구시간이 증가함에 따라 그 증가량이 크게 나타났으며, 전반적으로 볼 때 연소 폭발 후 압력이 큰 상사점 바로 밑에서 제일 크게 나타났으며 하사점에서는 오일링 장력으로 인한 마모량만이 나타나므로 작게 나타났다. 본 일차원 계산의 결과로는 마모의 형태가 매우 거칠게 나타났으나 그 형태는 일반적인 보아 마모 패턴⁸⁾과 유사하게 나타났다. 마모량의 최대 정점은 중간링의 영향이 처음 미치는 곳에서 일어나며, 이는 높은 연소실 압력으로 인한 톱링과 중간링에 의해 일어나는 마모이다. 두 번째 튀는 마모량은 오일링이 처음으로 작용하는 시점에서 일어난다.

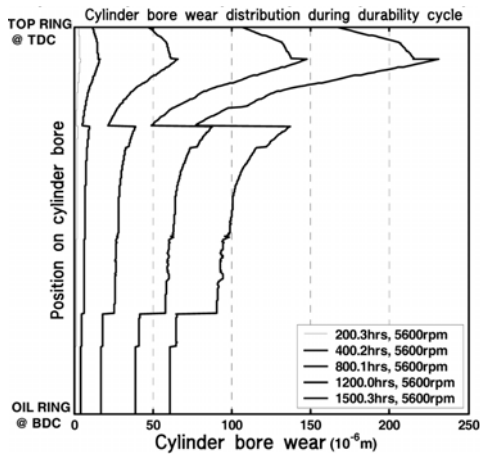


Fig. 4 Cylinder bore wear distribution along liner axial direction at various times

3.2 피스톤 링 외주면 마모

본 해석결과 피스톤 링 외주면 마모는 Fig. 5에 나타난 바와 같이 시간이 지남에 따라 증가했으며 링 장력이 큰 오일링의 마모 증가량이 제일 컸으며, 그 다음이 톱링이며, 링 장력이 작은 중간링은 마모 증가량이 낮게 나타났다. 본 계산 결과 링 외주면 마모

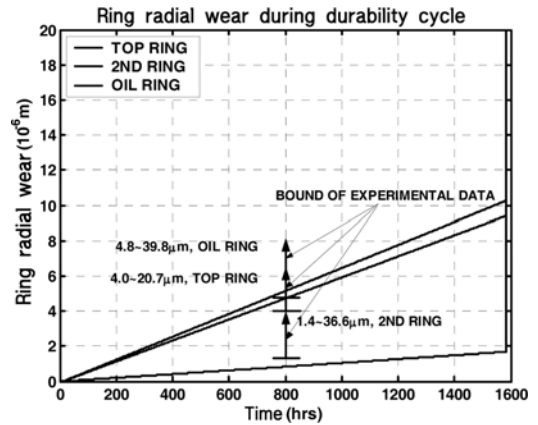


Fig. 5 Ring radial wear during engine durability cycle

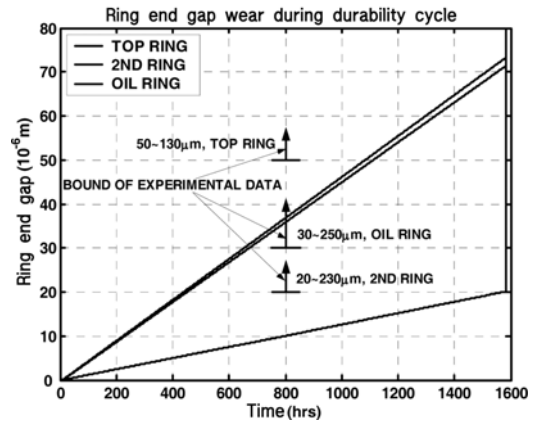


Fig. 6 Ring end gap change during engine durability cycle

는 초기부터 직선적으로 증가하는 경향을 나타내고 있다. 800시간 내구시험 후 측정된 마모값과 비교 시 오일링과 톱링의 마모량은 측정값의 하한치를 나타냈으며 중간링의 경우는 측정치의 하한값보다 약간 작게 계산되었다. 계산결과 엔진내구시험이 약 1583시간 지난 후 갑자기 마모량이 급하게 상승하기 시작하였다. 이 시점은 실차내구로 197,875km 정도이다. 급상승 직전의 톱링의 마모량은 약 9~10 μm 정도로 계산되었다. 이는 800시간 내구 시점에서의 비교로부터 실 측정치의 하한 값으로 볼 수 있다.

링 외주면 및 보아 마모로 인한 링 엔드 갭의 증가는 Fig. 6에 도시되어 있다. 링 외주면 마모 증가율과 유사하게 그 증가율은 오일링과 톱링은 비슷한 수준으로 높았으며, 중간링은 낮게 나타났다. 800시간 내구시험 후 측정된 엔드 갭 변화량과 비교 시 오일

링의 변화량은 측정값의 하한치를 나타냈으며, 톱링과 중간링은 하한치 보다 약 $10\ \mu\text{m}$ 정도 낮은 값을 나타냈다. 내구시험이 약 1583시간 지난 후 링 외주면 마모와 마찬가지로 갑자기 엔드 갭 변화량이 급하게 상승하였다. 급상승 직후의 톱링의 엔드 갭 변화량은 약 $70\ \mu\text{m}$ 이상으로 계산되었다.

3.3 오일 소모

링의 축방향 상하 운동을 내구 1,583시간 전후로 비교한 그림이 Fig. 7과 Fig. 8에 도시되어 있다. 특히 오일소모와 직접관계가 있는 톱링이 위로 움직이는 시점과 지속되는 시간을 보면 내구 1,583시간 전후로 차이가 나는 것을 볼 수 있다. 내구 1,583시간 전에는 470~650 크랭크 각 사이에서 톱링이 위쪽에 떠 있었으나, 그 이후로는 400~720 크랭크 각 사이에서 오래 지속되었다. 이는 Fig. 9와 Fig. 10에 도시되어 있는 두 번째 랜드의 압력 차이로 설명되어질 수 있다.

엔진 내구 시험 동안의 오일소모 경향은 Fig. 11에 도시되어 있다. 오일소모는 내구 약 1,583시간 전까지는 엔진속도(rpm)에 따라 거의 일정한 량을 나타내고 있다. 즉, 오일소모는 약 12g/hr이하의 값을 나타냈다. 이 값은 규제치를 만족하는 값들이다. 그러나 약 1583 시간이 지난 후에는 급격히 그 량들이 증가하고 있음을 알 수 있다. 브로우바이는 백배 이상 증가하였으며, 오일소모는 천배 이상 증가하였다. 이는 링과 실린더 보아의 마모로 인해 어느 순간

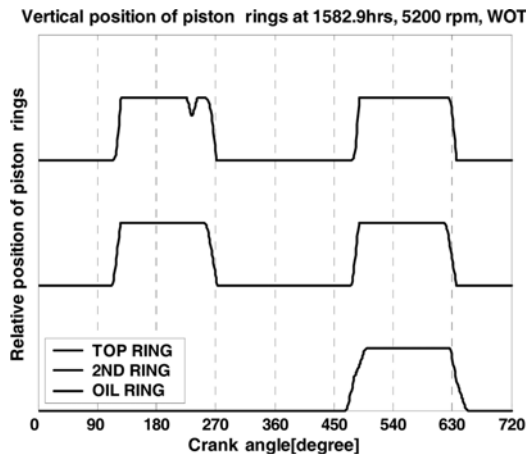


Fig. 7 Ring axial motion before 1583hrs of engine durability cycle

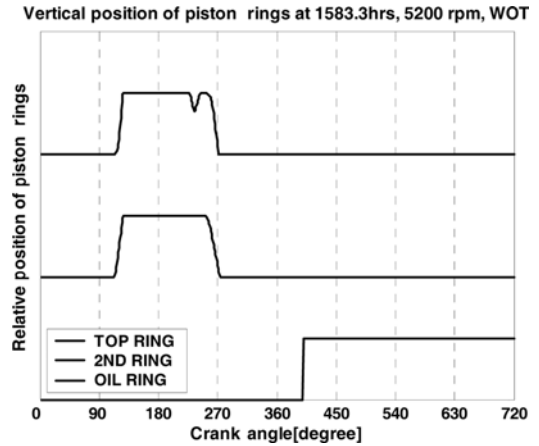


Fig. 8 Ring axial motion after 1583hrs of engine durability cycle

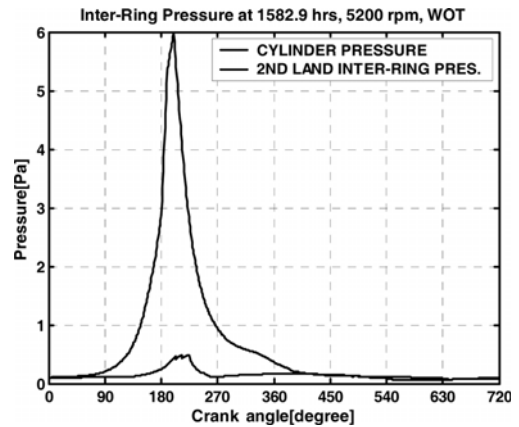


Fig. 9 Inter ring pressure at second land before 1583hrs of engine durability cycle

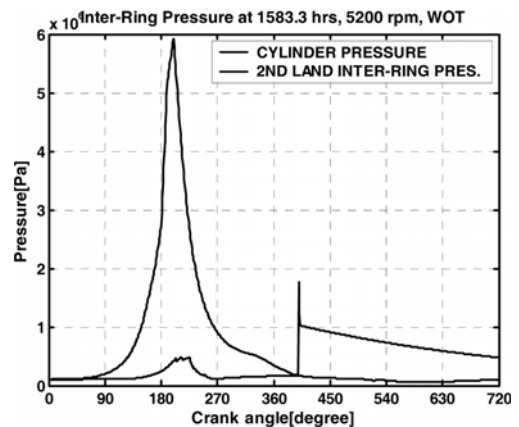


Fig. 10 Inter ring pressure at second land after 1583hrs of engine durability cycle

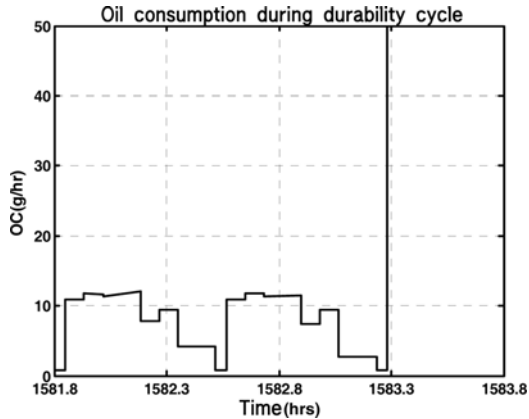


Fig. 11 Oil consumption trend during engine durability cycle

링과 링 간의 공간의 변화로 압력이 변하여 생기는 현상으로 볼 수 있다. 이 결과로부터 피스톤 링 팩의 내구성에 대한 한계를 알 수 있었다. 결과적으로 본 시험엔진의 링 및 실린더 보아 마모로 인한 오일소모 증가 측면에서의 수명은 1,583 시간 정도 되며 이는 실차 내구 197,875km 정도이다.

4. 결론

- 1) 계산결과 실린더 보아 마모는 4곳에서 측정된 평균치 범위와 비교 시 상사점에서는 측정범위의 상한값의 두 배 정도 나타났으며, 하사점에서는 측정범위의 하한치를 나타냈다. 시간이 지남에 따라 마모 증가폭이 크게 나타났으며, 튕링의 영향이 가장 큰 것으로 나타났다. 상사점을 지난 후 연소압이 높은 곳에서 마모가 크게 나타났다. 한편 본 해석 엔진은 내구 1,583 시간이 지난 후 마모가 급격히 증가함을 나타내고 있다.
- 2) 계산된 마모량은 측정값 범위의 하한치를 나타내고 있어 마모경향 예측에 어느 정도 유용한 계산 결과를 보이고 있다. 따라서 본 계산 결과로 링 외주면 마모의 하한 값을 예측할 수 있으며, 또한 마모 값이 갑자기 증가하는 시점을 알 수 있다. 즉 내구 1,583 시간이 지난 후 링 외주면 마모가 갑자기 증가한 후 피스톤-링 팩 역학구조가 극한 상황이 되어 엔진이 사용한계에 도달하였음을 알아 낼 수 있었다.
- 3) 피스톤 링 및 실린더 보아의 마모 증가로 인한 엔

진오일 소모는 1,583 시간 후 갑자기 증가하는 경향을 나타냈다. 이와 같은 오일소모증가에 대한 가장 밀접한 관계는 피스톤 링 외주면 마모에 있음을 알 수 있었다. 결과적으로 마모와 오일소모 측면에서 본 엔진의 내구 수명은 약 1,583시간이 된다고 보며 이는 실차 내구 약 197,875km가 된다고 볼 수 있다.

후 기

이 논문은 정부(교육인적자원부)의 재원으로 한국학술진흥재단의 지원을 받아 수행된 연구이며 (과제번호: R05-2004-000-10121-0) 이에 감사드립니다.

References

- 1) D. P. Hoult and B. T. Shaw II, "The Puddle Theory of Oil Consumption," Tribology Transactions, Vol.37, No.1, pp.75-82, 1994.
- 2) G. I. Taylor, "Deposition of a Viscous Fluid on the Wall of a Tube," Journal of Fluid Mechanics, Vol.10, pp.161-165, 1961.
- 3) J. A. Greenwood and J. H. Tripp, "The Contact of Two Nominally Flat Rough Surface," Proc. ImechE, Vol.185, pp.625-633, 1971.
- 4) Rohde, S. M., "A Mixed Friction Model for Dynamically Loaded Contacts with Application to Piston Ring Lubrication," Surface Roughness Effects in Hydrodynamics and Mixed Lubrication, ASME, pp.19-50, 1980.
- 5) J. E. Yun, "Mixed Lubrication Analysis of Piston Ring Pack in Internal Combustion Engine," Transactions of KSAE, Vol.3, No.6, pp.55-68, 1995.
- 6) E. W. Schneider, D. H. Blossfeld and M. A. Balnaves, "Effect of Speed and Power Output on Piston Ring Wear in a Diesel Engine," SAE 880672, 1988.
- 7) Y. Chung, S. M. Chun, S. I. Kim and L. J. Brombolich, "Adhesive Wear Model of Piston Ring for a Diesel Engine," Fall Conference Proceedings, KSAE, pp.56-67, 1994.
- 8) L. L. Ting and J. E. Jr. Mayer, "Piston Ring Lubrication and Cylinder Bore Wear Analyses,

- Part I-Theory,” J. Lubr. Technol., 96F, p.305, 1974.
- 9) L. L. Ting and J. E. Jr. Mayer, “Piston Ring Lubrication and Cylinder Bore Wear Analyses, Part II-Theory Verification,” J. Lubr. Technol., 96F, p.258, 1974.
- 10) L. L. Ting, Lubricated Piston Rings and Cylinder Wear, Wear Control Hand Book, edited by M. B. Peterson and W. O. Winer, ASME, New York, N. Y. pp.609-665, 1980.
- 11) S. M. Chun, “A Basic Study on Piston-Ring Pack,” Journal of the KSTLE, Vol.21, No.2, pp.83-92, 2005.
- 12) S. M. Chun, “A Study on Engine Oil Consumption,” Journal of KSTLE, Vol.21, No.6, pp.296-301, 2005.