Journal of the KSTLE Vol. 25, No. 5, October 2009, pp. 311~317
The Korean Society of Tribologists & Lubrication Engineers

박폭 저장력 피스톤 링 팩에 대한 오일소모 연구

전상명†
호서대학교 자동차공학과

A Study on Oil Consumption Related with the Piston Ring Pack with Thinner Ring Width and Lower Ring Tension

Sang Myung Chun†
Dept. of Automotive Enineering, Hoseo University, Asan, Korea
(Received July 21, 2009; Revised August 25, 2009; Accepted February 2, 2009)

Abstract – To satisfy the more severe emission regulation and the demand of higher fuel economy in near future, the combustion pressure and power output of engines is going to be higher. In order to get the reduction of engine emission and the higher power, it is needed the reduction of the tension and width of ring pack. The lower tension ring and the thinner width ring can bring not only the friction reduction between the ring and liner during engine running, but also the adjustment of the blow-by gas and oil consumption by changing in the pressure in the crevice volume and the axial motion of rings togethe with the adjustment of the inter-ring crevice volumes. In this study, by using a developed basic computer proglram that predicts the blow-by gas and oil consumption of engines, it is to be examined how satisfying the level of the blow-by gas and oil consumption as being installed the piston ring pack with thinner width ring and lower tension ring.

Key words – oil consumption(오일소모), blow-by gas(블로바이 개스), piston ring pack(피스톤-링 팩), top ring gap(톱링 갭), inter-ring pressure(링 사이 압력), thinner width ring(박폭링), lower tension ring(저장력링)

1. 서 론

배기가스 규제의 강화와 고연비화 추세로 엔진의 출력 및 폭발압이 점차 높아지고 있으며, 이러한 배기가스 저감과 엔진의 고출력화를 달성하기 위하여 피스톤 링 팩의 저장력화 및 박폭화가 절실히 요구되는 상황이다. 피스톤 링의 저장력화 및 박폭화가 엔진 작동 중에 링과 라이너 사이의 마찰을 저감하여 연비를 향상을 이룰 수 있을 뿐아니라 링의 수직방향 운동상태에 대한 미세한 변화의 동반과 링 틈새 체적 조정을 통하여 브로우바이 및 오일소모를 적정 수준으로 제어할 수 있다.

피스톤링 결합체의 윤활상태[1-7]는 링의 다면 형상, 피스톤의 운동 및 피스톤 링 사이의 압력 변동 등에 따라 유체윤활상태와 경계윤활 상태가 번갈아 나타난다.

본 연구자는 유체윤활 및 경계윤활을 모두 고려한 혼합윤활 상태에서의 피스톤링 결합체의 윤활상태를 예측하기 위한 프로그램을 개발하였다[1]. 즉 본 프로그램을 사용하여 피스톤링 결합체 내의 압력분포, 가스흐름, 링 홈 내에서의 링의 운동, 오일 유막 두께 그리고 마찰력을 예측할 수 있다.

또한 톱링이 TDC 근처에서 방향을 바꿀 때 톱 링 앤드 갭을 통해 연소실 내로 흘러 들어가는 즉, 톱링의 앤드 갭 아래의 퍼들(웅덩이)에 고여 있는 오일이 톱 링 앤드 갭을 통해 이동하는 메커니즘에 기초한 블로바이 개스와 오일소모량을 계산하기 위한 프로그램도 개발하였다[2]. 그 이론적 배경은 다음과 같다.

즉, 4행정 왕복운동기관 내의 오일소모는 단지 수 크랭크 각도 동안 일어난다는 것으로 톱 링 앤드 갭을

†주저자 · 책임저자 : smchun@hoseo.edu

통하여 흐르는 가스가 처음 역류할 때이며, 이 때 오일이 두 번째 랜드로부터 연소실로 흘러 들어간다[3].

또한, 소모된 오일은 그 출처가 둘째 랜드이므로, 오일 소모는 둘째 랜드의 온도에서의 윤활유 성분과 연관되어 진다[8].

한편, 오일 소모를 최소화 하기위해 관련 엔진 부품과 윤활유 특성을 매우 세밀하게 조율한, 최근 개발된 윤활유를 사용한 현대적 엔진에서는 오일이 가스흐름에 의해 연소실 내로 바로 이동되므로 크라운 톱 랜드는 마른 상태로 남아있다는 것이다[9]. 즉 크라운 랜드는 여러 운전조건에서 여러 가지 다른 오일 종류에 대해서 마른 상태로 남아 있다는 것이 관찰 되어진다.

그러나 지금까지 오일소모의 주 원인으로 여겨왔던, 피스톤이 하향할 때 라이너에 형성된 유막이 연소실 가스의 고온에 의해 증발하는 오일과 TDC 역전 지점에서 관성력 효과에의한 톱링에서 떨어져 나가는 오일은 기대되어지지 않는다. 즉, 오일이 톱링을 지난 후 시간이 경과한 뒤 연소가스의 고온에 의해 증발된다는 이전의 이론은 더 이상 유효하지 않을 수도 있다는 것이다.

다시말해 측정된 오일 소모율과 톱 링에서의 유막두께 측정에 기초한 톱 링 안면에 의하여 운반되는 오일로부터 계산된 오일 소모율사이의 상호관계는 확정적인 것이 아니다.

따라서 잘 조율된 현대적 엔진에서 오일소모는 주로 톱 링 상부보다 하부 압력이 높아지는 시기에 톱 링 갭을 통한 역류 가스 흐름이 엔진 오일 소모에 영향을 미친다는 것이다. 이 톱 링 갭을 통하여 분사되어 올라가는 오일의 분출이 투명한 수정 유리 실린더 라이너를 갖는 실험 엔진에서 실지로 관찰되어진다[9].

나아가, 가스에 의해 이동하는 점성 윤활유의 흐름은 표면장력, σ와 점도, μ에 의존적이다[10]. 여기서 표면 장력과 점성력의 비, $T_\alpha=\mu U/\sigma$는 테일러(Taylor) 수라 불린다. 이는 Taylor에 의해서 가스에 의해 이동하는 점성 윤활유의 흐름이 인지되었기 때문이다[10].

이와 같은 이론을 퍼들(Puddle, 웅덩이) 이론이라고 하며 잘 조립된 현대적 엔진에 대한 가장 중요한 오일 소모 메커니즘으로 기술되어진다.

그러므로 본 연구에서의 오일소모 개념은 테일러 수를 고려한 역류 개스 내에 포함된 오일과 관계 되어진다.

본 연구에서는 본 저자가 위의 이론을 바탕으로 기 개발한 오일소모 및 브로우바이 량을 예측하는 컴퓨터 프로그램을 사용하여 박폭 저장력 피스톤 링 팩에 대한 브로우바이 및 오일소모 상태를 연구하고자 한다.

2. 이 론

2-1. 피스톤 링 운동 방정식

압력에 의한 힘 F_p, 윤활 마찰에 의한 힘 F_f, 관성에 의한 힘 F_i, 오일의 압축에 의한 수직방향 힘 F_s, 경계윤활일 겨우에는 링 앞면에 작용하는 반경방향 돌기접촉력에 의한 마찰력 $F_{f,asp}$이 추가된다[11,12]. 각 힘은 아랫방향을 양의 값으로 정했다. 따라서 링의 운동방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다[1-5].

$$M_r\frac{d^2h}{dt^2}=F_p+F_f+F_i+F_s+F_{f,asp} \tag{1}$$

여기서, M_r은 링의 질량이며, h는 링 윗면과 링 홈 사이의 간격이고, t는 시간이다.

2-2. 가스유동 방정식

$$\frac{m_{02}}{P_{02}}\frac{dP_2}{dt}=\dot{m}_{12}-\dot{m}_{23} \tag{2}$$

$$\frac{m_{03}}{P_{03}}\frac{dP_3}{dt}=\dot{m}_{13}+\dot{m}_{23}-\dot{m}_{34}-\dot{m}_{35} \tag{3}$$

$$\frac{m_{04}}{P_{04}}\frac{dP_4}{dt}=\dot{m}_{34}-\dot{m}_{45} \tag{4}$$

$$\frac{m_{05}}{P_{05}}\frac{dP_5}{dt}=\dot{m}_{35}+\dot{m}_{45}-\dot{m}_{56}-\dot{m}_{57} \tag{5}$$

$$\frac{m_{06}}{P_{06}}\frac{dP_6}{dt}=\dot{m}_{56}+\dot{m}_{76}-\dot{m}_{6c_2}-\dot{m}_{6c_1} \tag{6}$$

$$\frac{m_{07}}{P_{07}}\frac{dP_7}{dt}=\dot{m}_{57}-\dot{m}_{76}-\dot{m}_{7c_1} \tag{7}$$

여기서 m_{oi}, i=2, 3, 4, 5, 6, 7은 i 구간에서의 초기질량(초기압력과 벽 온도에 의해 구함)을 의미한다. 또한 $\dot{m}_{ij}$ 는 링 간극이나 링 측면 간극을 통한 유량이다. 또한 P_i, i=2, 3, 4, 5, 6, 7은 i 구간에서의 압력을 나타내며, P_{oi}, i=2, 3, 4, 5, 6, 7은 i 구간에서의 초기 압력(흡입과정 끝에서의 압력)이다.

Fig. 1에 도시된 바와 같이, 아래첨자 1은 톱랜드 틈새체적, 2는 톱링 뒤의 체적, 3은 두번째 랜드 틈새체적, 4는 두번째 링 뒤의 체적, 5는 세번째 랜드의 틈새체적, 6은 오일링 뒤쪽의 체적 그리고 7은 두 오일링 레일 사이의 빈 공간 체적이다. 한편 아래첨자 c_1과 c_2는 각각 피스톤 스커트 간극을 따라 크랭크케이

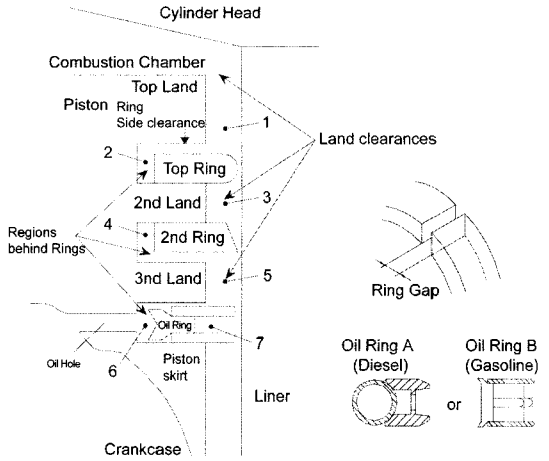

Fig. 1. Schematic diagram of piston-cylinder-ring pack.

스에 이르는 경로와 오일 드레인 홀을 통해 크랭크케이스에 이르는 경로를 표시한다.

링 간극을 통한 유량은 다음과 같은 오리피스 유량 식으로부터 구한다.

$$\dot{m} = C_d \rho A_g c \eta \tag{8}$$

여기서 C_d는 유량계수[6]이며, A_g는 링 간극 면적, ρ는 가스 밀도, c는 음속 그리고 η는 압축성을 나타내는 인자(compressibility factor)이다.

한편 블로바이 가스량 $\dot{m}_b$는 다음과 같다.

$$\dot{m}_b = \dot{m}_{7c_1} + \dot{m}_{6c_1} + \dot{m}_{6c_2} \tag{9}$$

2-3. 윤활 방정식

피스톤 링의 유체윤활을 지배하는 레이놀즈 식은 점성계수가 일정하다고 가정하면 직교좌표계에서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x}\right) = -6\mu U \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \tag{10}$$

여기서 x좌표는 피스톤의 축방향이다. t는 시간이며 h는 피스톤 링과 실린더 벽 사이의 유막두께이고, P는 압력, μ는 절대점도이고, U는 피스톤 속도이다.

2-4. 마찰 방정식

임의의 크랭크 각에 대한 유막두께 및 압력의 계산이 끝나면 다음의 식으로부터 마찰력을 구할 수 있다.

$$F_f = \int \left[\frac{h}{2}\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \frac{U}{h}\right](\pi D_b)dx \tag{11}$$

여기서 D_b는 실린더 내경이다.

또한 경계윤활일 경우의 돌기접촉에 의한 마찰력 $F_{f,asp}$는 다음과 같다[11,12].

$$F_{f,asp} = c_f F_{asp} \tag{12}$$

여기서 c_f는 마찰계수이고, F_{asp}는 링 안면에서의 돌기접촉으로인한 반경방향 접촉력이다. 본 계산에서는 c_f=0.11(링 팩 CASE #1) 과 0.1(링 팩CASE #2 & #3)로 일정하다고 보았다. 참고로 유막 두께가 1.20 μm 이하이면 경계윤활 상태로 보았다.

위의 계산은 미리 계산된 압력 값을 이용해서 링 결합체의 모든 링에 대해서 수행되어야 한다.

2-5. 오일소모 계산 방정식 (퍼들 이론)

오일소모에 관계되는 제원이 표시된 피스톤의 측면도는 Fig. 2와 같다.

결론적으로 오일소모는 다음식과 같이 표현될 수 있다.

$$Oil_Consumption = 3\times 10^4 RPM \rho h_l h^* A_{ref} A^* \left(\frac{g}{hr}\right) \tag{13}$$

여기서 ρ 오일의 밀도이며 A_{ref} 톱링 아래부분의 두번째 랜드에 존재하는 오일 웅덩이 면적이다. $A_{ref}=2/\pi d_2^2$이며, l_2 두번째 랜드의 길이이다. A^*는 무차원 두번째 랜드 웅덩이 면적으로 디젤엔진에 대해서는 $A^*=0.03056(T_a)^{-2/3}$ 사용하였으며, 가솔린엔진에 대해서는 $A^*=0.03056(T_a)^{-2/3}$ 사용하였다. h_l는 톱링의 축방향으로 들리기 직전의 두번째 랜드 유막두께이다. $h^*=(h_l-h_f)/h_l$는 두번째 랜드

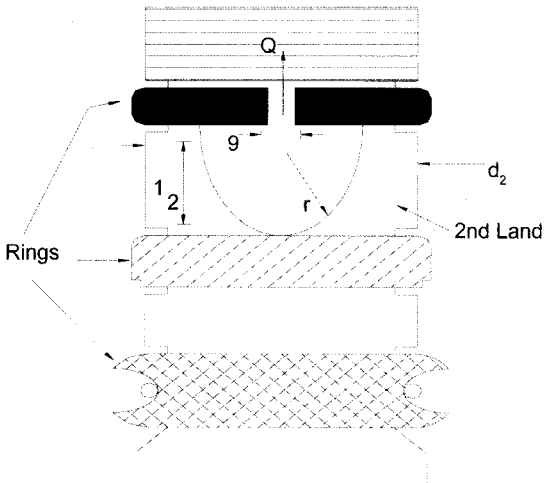

Fig. 2. Side view of piston showing dimensions relevant to oil consumption.

Table 1. Engine specification

Items	Specification
Fuel	Gasoline
Engine Type	L-4, DOHC
Displacement(L)	1.5
Bore diameter(mm)	76.5
Stroke(mm)	81.5
Connecting rod length(mm)	130
Compression ratio	9.5

Table 2. Comparison among piston ring pack types

Ring Pack Type→ / Ring Type, Specification ↓ ↓		Ring Pack #1	Ring Pack #2	Ring Pack #3
Top Ring	Width(mm)	1.5	1.2	1.0
	Thickness(mm)	3.25	2.5	2.0
	End Gap(mm)	0.38	0.3	0.25
	Tension F.(N)	12.5	10.7	8.9
2nd Ring	Width(mm)	1.5	1.2	1.0
	Thickness(mm)	3.25	2.5	2.0
	End Gap(mm)	0.38	0.3	0.25
	Tension F.(N)	8.0	6.9	5.7
Oil Ring	Width(mm)	2.92	2.0	2.0
	- One Rail	(0.51)	(0.5)	(0.5)
	Thickness(mm)	2.9	2.2	2.0
	End Gap(mm)	0.46	0.4	0.35
	Tension F.(N)	19.6	16.8	14.0

의 유막두께의 무차원 변화값으로 다음과 같이 관계되어진다. 즉, $h^*=1.30(U_a t_{max})\ (T_a)^{1/3}(\mu_a/\mu)+0.61\cdot t_{max}$는 톱링이 들여 올려진 후부터 유량이 최고($Q_{max}$)에 도달할 때 까지의 시간이며, μ_a 공기 절대점도이고, μ 오일의 Q절대점도이다. Q는 톱링 갭을 통하여 흐르는 블로바이개스의 질량흐름율이고, Q_{max}는 Q의 최고 값이다. h_f는 톱링갭을 통하여 연소실로 오일이 흐름을 멈출 때의 두번째 랜드 오일유막의 최종상태 두께이며, RPM은 엔진속도이다.

3. 결과 및 고찰

본 계산에 사용된 엔진의 규격은 Table 1과 같다. 또한 각 피스톤 링 팩 종류별 주요치수는 Table 2와 같고 Table 3에는 각 링 사이의 틈새체적(crevice volume)이 링 팩 종류별로 주어져 있다. Table 2에 주어진 모든 치수들은 열팽창을 고려하지 않은 조립상태에서의 치수들이다. 실제 운전상태에서 이들 치수는 약간의 변동이 있으므로, 이를 고려하지 않을 시, 어느

Table 3. Comparison among crevice volumes

Volume ($x10^{-9}$ m^3)	Ring Pack #1	Ring Pack #2	Ring Pack #3
Volume 2	204.52	168.47	190.80
(Top groove ID, mm)	(68.8)	(70.3)	(70.9)
(Top ring ID, mm)	(71.2)	(72.7)	(73.7)
Volume 3	477.52	477.52	477.52
Volume 4	204.52	168.47	190.80
(2nd groove ID, mm)	(68.8)	(70.3)	(70.9)
(2nd ring ID, mm)	(71.2)	(72.7)	(73.7)
Volume 5	489.81	489.81	489.81
Volume 6	1106.78	784.85	882.67
(Oil groove ID, mm)	(67.4)	(68.8)	(68.8)
(Oil ring ID, mm)	(74.0)	(75.4)	(76.4)
Volume 7	992.81	347.13	302.21

정도의 오차는 불가피하다. 여기서 링의 박폭화는 톱링과 두번째링은 1.0 mm까지, 오일링은 2.0 mm까지 실행하였으며, 링의 저장력화는 톱링은 8.7 N, 두번째링은 5.7N 그리고 오일링은 14N까지 실행하였다.

틈새체적 3과 5는 세가지 링 팩 종류에서 모두 같게 유지했으며, 틈세체적 2와 4와 6은 링 그루브의 내경과 링의 내경 사이의 간격을 일정하게 유지하도록 조절하고자 했으며, 링 팩 CASE #3의 경우는 간격을 약간 더 늘려서 틈새체적 내 압력을 낮추어 링을 미는 압력력을 줄였다. 이로부터 링 마찰력을 좀 더 줄일 수 있다.

3-1. 두번째 랜드에서의 압력

Fig. 3에서는 각 피스톤 링 팩 종류에 대해 연소압력(틈새체적 1)과 틈세체적 3, 즉 두번째 피스톤 랜드에서의 압력을 비교하였다. 두번째 랜드 압력이 연소압력보다 크게 나타나는 시점은 크랭크 각도로 360도 바로 조금 전부터이다. 이는 두번째 랜드에 고여있는 오일이 톱링 갭을 통하여 크라운 톱 랜드로 이동을 시작하는 시점이다. 크랭크 각도 약 480도 근처에서 잠깐 역전하고 곧 다시, 그 양은 작으나, 두번째 랜드의 오일압력이 높아진다.

3-2. 링의 수직방향 운동

Fig. 4에서 Fig. 6에서는 링의 수직방향 운동을 도시하고 있으며, 링 홈 내에서의 각 링의 상대 위치를 나타낸다. 여기서 0은 링이 링 홈 면의 바닥 면에 위치하고 있음을 의미하며 1은 링 홈의 윗면에 위치함을 의미한다. 세가지 링 팩 종류에 대해 링의 수직방향

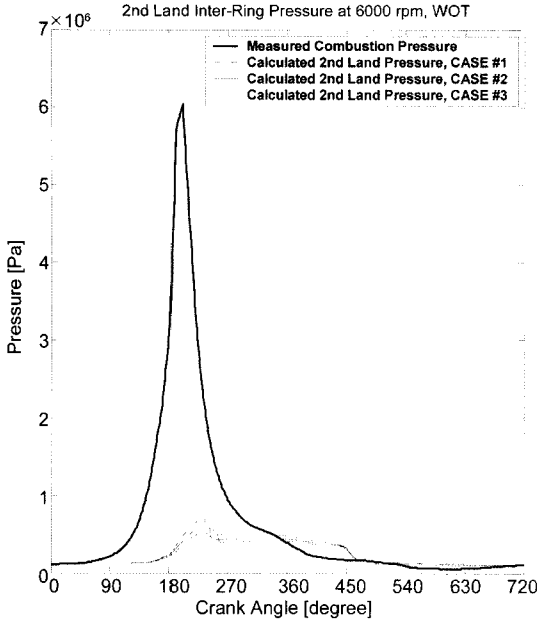

Fig. 3. Comparison between 2nd land pressures of each crevice volume case at 6000 rpm, WOT.

운동에 조금씩 차이는 있으나 유사하게 나타나며, 첫 번째 압축 링은 압축과정에서는 링 홈 아랫면에 위치하나 압축이 끝나갈 무렵부터 링 홈 윗면으로 움직이고 있으며 배기과정 중반(약 450도)에서 위로 이동하고 흡입과정 말미에 하향하고 있음을 알 수 있다. 두 번째 압축링은 압축과정 중반 이후 상승하여 연소과정 중반에 다시 하향 이동한다. 그 후 배기과정 중반 이후부터 다시 상승하여 흡입과정 말기에서 하강한다. 또한 오일링은 압축과정 중반 이후 상승하여 연소과정 중반 전에 다시 하향 이동한다. 그 후 배기과정 중반 이후부터 다시 상승하여 흡입과정 중반에서 하강한다.

이러한 움직임은 링에 작용하는 여러가지 힘들의 조합과 밀접한 관계를 맺고 있다. 즉 링에 작용하는 힘의 방향이 바뀌면 링의 위치가 변하며, 변화하는 초기단계에서 압력변화와 비교하여 링의 움직임이 지연되는 것은 링의 마찰력과 링의 관성력 및 오일의 압축에 의한 저항력의 조화 때문이다. 따라서 톱링이 상승하는 시점과 오일이 톱링 갭으로 역류하는 시기는 차이가 있으며, 그 시기는 두번째 랜드의 압력이 연소압보다 크게되는 시점이므로 톱링 상승시기 보다 먼저 일어난다.

3-3. 톱링 갭으로의 가스흐름

Fig. 7에서 Fig. 9에서는 6000 rpm에서 링 팩 종류별로 톱링 갭으로 흐르는 가스흐름을 나타내고 있다.

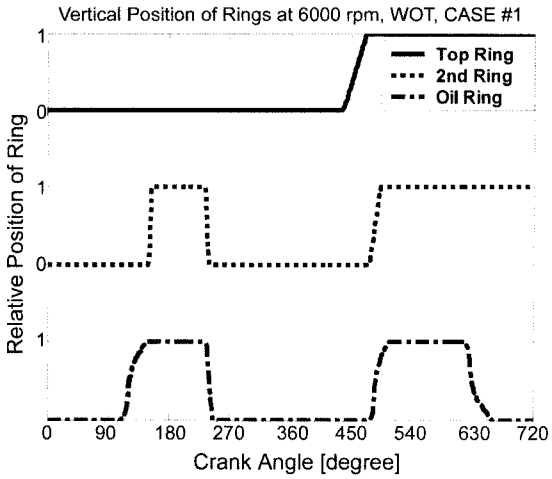

Fig. 4. Ring axial motion at 6000 rpm, WOT, CASE #1.

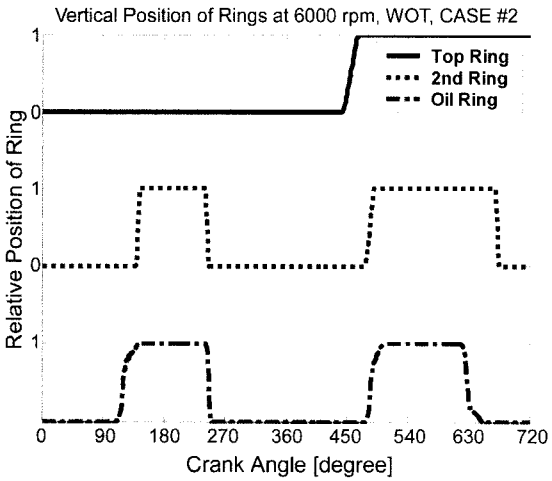

Fig. 5. Ring axial motion at 6000 rpm, WOT, CASE #2.

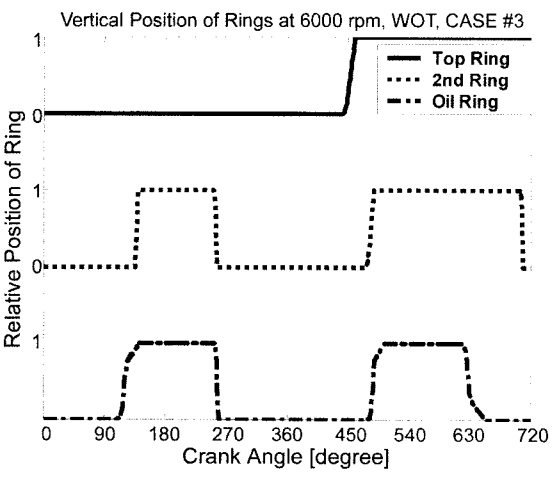

Fig. 6. Ring axial motion at 6000 rpm, WOT, CASE #3.

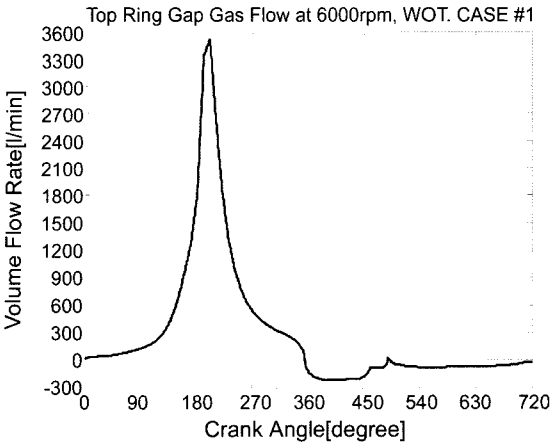

Fig. 7. Volume flow rate through top ring gap at 6000 rpm, WOT, CASE #1.

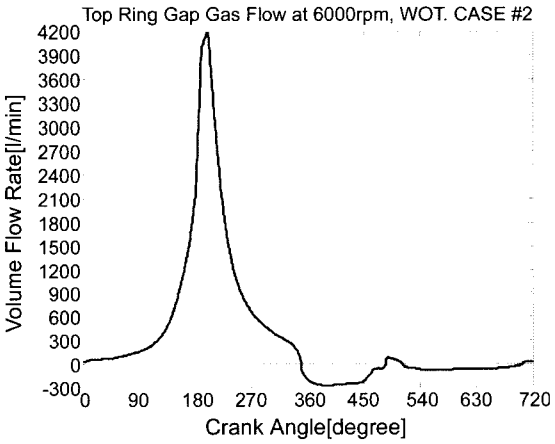

Fig. 8. Volume flow rate through top ring gap at 6000 rpm, WOT, CASE #2.

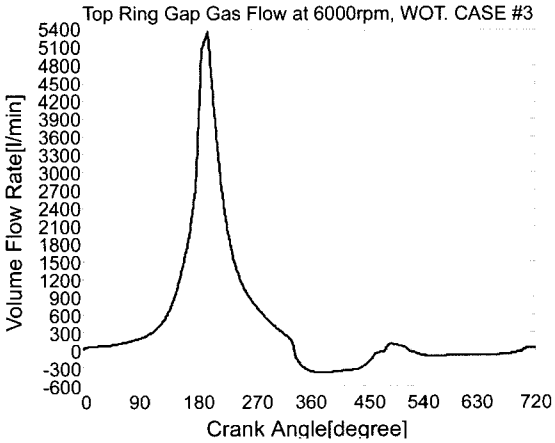

Fig. 9. Volume flow rate through top ring gap at 6000 rpm, WOT, CASE #3.

가스의 상향흐름이 생기는 시점은 두번째 랜드(틈새체적 3)에서의 압력이 연소실 압력보다 높아지는 지점에서 발생하였다. 이는 Fig. 3을 보면 알 수 있다.

링 팩 CASE #1에서는 크랭크 각도로 360도 전에서 상향 흐름이 생겼으며, 약 480도 근처에서 잠간 하향 흐름이 생겼다가 다시 상향 흐름을 형성했다. 이 때 상향 가스 흐름의 최고값은 -219 l/min정도였다. 링 팩 CASE #2에서는 CASE #1과 비교하여 크랭크 각도로 360도 조금 더 전에서 상향 흐름이 생겼으며, 약 480도 근처에서 조금더 긴 시간동안 하향 흐름이 생겼다가 다시 상향 흐름을 형성했다. 이 때 상향 가스 흐름의 최고값은 -280 l/min정도였다. 링 팩 CASE #3에서는 CASE #2와 비교하여 크랭크 각도로 360도 조금 더 전에서 상향 흐름이 생겼으며, 약 480도 근처에서 좀금 더 긴 시간동안 하향 흐름이 생겼다가 다시 상향 흐름을 형성했다. 이 때 상향 가스 흐름의 최고값은 -385 l/min정도였다.

Fig. 10과 Fig. 11은 rpm에 변화에 따른 각 링 팩 종류에 대한 브로바이양과 오일소모양을 비교 도시하였다. 브로바이양은 1600 rpm 이하에서는 음의 값을 갖는데 이는 크랭크 케이스 에서 꺼꾸로 링 팩 틈새 체적 내로 역류되는 경우를 말한다. 2000 rpm 이상에서는 0~12 l/min사이에 있으며, 최고값은 2800 rpm에서 나타났다. 또한 각 링 팩 종류에 따른 브로바이양의 변화가 뚜렷히 나타나지는 않았으나 몇몇 rpm을 제외하고는CASE #3가 적게 나왔다.

톱링 갭으로의 가스흐름에 대한 경향으로부터 알수 있듯이, 6000 rpm에서의 오일소모는 링 팩 CASE #1과 #2에서는 2.6 g/hr정도 나타났으나, CASE #3에서

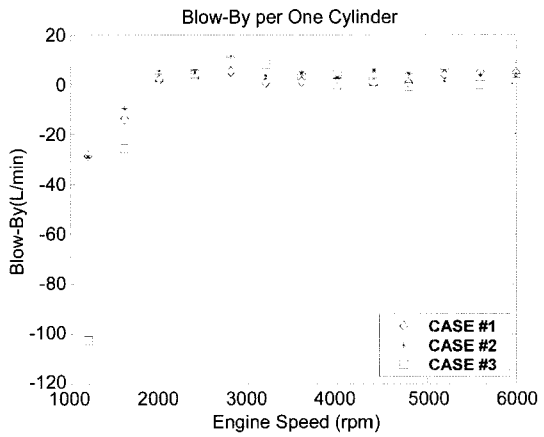

Fig. 10. Blow-by calculation results at various speeds.

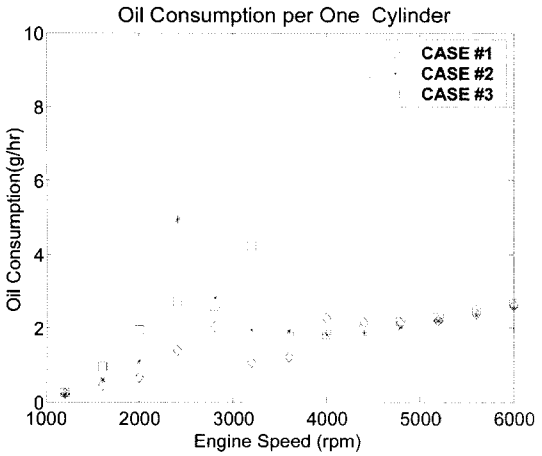

Fig. 11. Oil consumption calculation results at various speeds.

2.7g/hr 정도로 약간 많이 나왔다. 전체 rpm에 걸쳐 뚜렷한 경향은 아니나, 몇몇 rpm을 제외하고는 링 팩 CASE #3에서 전반적으로 많이 나타났고, CASE #1에서 적게 나타났다. 전체적으로 모든 경우에서 오일소모의 범위는 0~5g/hr정도로 만족할 만한 수준이었다.

이상과 같이 박폭화 및 저장력화 링 팩이라도 틈새체적 및 링 팩 제원을 조정하여 적정 수준의 오일소모량으로 제어가 가능함을 알 수 있었다.

4. 결 론

본 논문에서 시도한 박폭화 및 저장력화 링 팩적용에 있어서 틈새체적 및 링 팩 제원을 조정하여 적정 수준의 오일소모량으로 제어가 가능함을 알 수 있었고, 다음과 같이 결론을 요약할 수 있다.

1. 브로바이양은 각 링 팩 종류에 따른 브로바이양의 변화가 뚜렷히 나타나지는 않았으나, 몇몇 rpm을 제외하고는 저장력 및 박폭화된CASE #3가 적게 나왔다.

2. 전체 rpm에 걸쳐 뚜렷한 경향은 아니나, 몇몇 rpm을 제외하고는 링 팩 CASE #3에서 전반적으로 많이 나타났고, CASE #1에서 적게 나타났다. 전체적으로 모든 rpm 영역에서 오일소모의 범위는 0~5 g/hr 정도로 만족할 만한 수준이었다.

참고문헌

1. Chun, Sang Myung, "A Basic Study on Piston Ring Pack," *J. of the KSTLE*, Vol.21, No. 2, pp. 83-92, 2005.
2. Sang Myung Chun, "A Study on Engine Oil Consumption," *J. of the KSTLE*, Vol. 21, No. 6, pp. 296-301, 2005.
3. Kuo, T., Sellnau, M. C., and Theobald, M. A., "Calculation of Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Homogeneous-Change Engine and Comparison with Experiment," SAE Paper 890838, 1989.
4. 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," SAE Transaction, Vol. 91, Section 1, pp 261-288, 1982.(SAE Paper No. 820088, 1982.)
5. Furuhama, S., Hiruma, M., and Tsuzita, M., "Piston Ring Motion and Its Influence on Engine Tribology," SAE Paper No. 790860, 1979.
6. Furuhama, S. and Tada, T., "On the Flow of the Gas through the Piston Rings," *JSME Bulletin*, Vol. 4, No. 16, 1961.
7. Das, P. K., "Analysis of Piston Ring Lubrication," *SAE Paper No. 760008*, 1976.
8. Smith Jr., M., Tunkel, N., Bachman, H., and Fernandez, W., "A New Look at Multigraded Diesel Engine Oils," *SAE Paper No. 760558*, 1976.
9. Hoult, D. P. and Shaw II, B. T., "The Puddle Theory of Oil Consumption," *Tribology Transactions*, Vol. 37, No. 1, pp. 75-82, 1994.
10. Taylor, G. I., "Deposition of a Viscous Fluid on the Wall of a Tube," *J. of Fluid Mechanics*, Vol. 10, pp. 161-165, 1961.
11. Miltsios, G. K., Patterson, D. J., and Papanastasiou, T. C., "Solution of the Lubrication Problem and Calculation of the Friction Force on the Piston Ring," *J. of Tribology*, Vol. 111, pp. 635-641, 1989.
12. Yun, J. E., Chung, Y., Chun, S. M., and Lee K. Y., "Study of a Piston Ring Assembly Design through Experimental and Numerical Investigation of Inter-Ring Gas Pressure and Blow-By in a Four-Stroke SI Engine," ICP-8-174, The 8th International Pacific Conference on Automotive Engineering, Pacific Convention Plaza, Yokohama, Japan, 1995.