엔진 오일의 공기 혼입과 윤활 특성

최 재 권
현대자동차 중앙 연구소

1. 서 론

자동차 엔진에서 윤활 시스템은 사람의 혈액 순환 시스템과 같은 역할을 수행한다고 볼 수 있다. 왜냐하면 윤활이 제대로 되어야 엔진이 원활히 작동하고 그 수명도 보장되기 때문이다. 특히 윤활유는 엔진 내부를 순환하며 엔진 각 부품 상호간에 발생하는 상대 운동을 원활히 하도록 하는 윤활 작용이 가장 중요한 역할이지만 이러한 상대 운동에 의해 발생한 마찰열 및 연소열을 식혀 주는 냉각 작용도 수행한다. 뿐만 아니라 연소 가스가 피스톤 링과 실린더 내벽 사이에서 새지 않도록 하는 밀봉 작용 및 엔진 각 부분에 발생한 퇴적물이나 연소 부산물들을 깨끗이 청소하고 녹이 슬지 않도록 하는 청정 작용과 방식 작용도 한다. 이상과 같은 역할을 제대로 수행하기 위해선 윤활유의 특성이 매우 중요하며 그 성능 향상에 대한 요구도 엔진 성능 향상에 따라 꾸준히 증가되어 왔다.

이러한 여러 가지 필수적인 윤활유 성상과 함께 요즘 개발된 엔진에서 요구되는 중요한 특성 중 하나가 윤활유 내의 공기 혼입(aeration) 문제이다. 만일 윤활유 내에 공기가 일정 한도 이상 혼입 되면 윤활유가 수행하는 일반 기능 중 하중을 분산시키는 압력 분산 작용과 윤활 작용 및 마찰열을 식혀 주는 냉각 작용이 제대로 되지 않아 엔진 수명과 내구성에 심각한 문제를 초래한다. 특히 현재 밸브 소음 저감 및 정비성 향상을 위해 대부분의 엔진에서 채용하고 있는 hydraulic valve lash adjuster(HLA)에 미치는 영향이 가장 심각하다. HLA는 그 작동 특성이 엔진 오일의 비 압축성을 이용하고 있기 때문에 만일 HLA 내부의 고압실에 공기가 오일에 섞여 들어간다면 밸브 시스템 강성이 떨어지게 되어 오히려 HLA 사용 목적에 반해 밸브 이상 거동에 의한 소음이 유발될 뿐만 아니라 심하면 밸브가 파단되는 심각한 현상이 초래되기도 한다.

엔진의 주 운동 부품 중 가장 공기 혼입에 민감한 운동부는 콘로드 베어링이다. 왜냐하면 이 운동부가 가장 가혹한 윤활 조건에서 작동하기 때문이다. 엔진 오일에 공기가 혼입 되는 aeration 현상을 엔진 설계 특성상 일정 한도 내 피할 수 없지만 차량 운전 시 고속 급회전 현상이 발생하면 오일 내 공기 혼입이 급격히 증가하여 오일 압력 강하를 유발하고 이로 인해 베어링의 손상이 유발되어 결국 엔진이 파단 되는 현상으로 나타난다.

상기한 바와 같이 aeration 현상은 경우에 따라 매우 심각한 문제를 유발하기도 하며 엔진이 고속 고 출력화 하면서 그 특성은 더욱 관심사가 되어 왔다. 따라서 엔진 각 부분의 올바른 기능과 신뢰성 확보를 위해 aeration의 특징 발생 원인 및 대책을 살펴보고 특히 oil aeration이 HLA와 엔진 베어링에 미치는 영향에 대해 분석 고찰해 봄으로써 그 특성을 이해하고자 한다.

2. Aeration 특성

엔진 회전 속도가 증가하면 엔진 내부에 필요한 윤활유의 양도 증가하지만 그 보다 오일 펌프 특성상 더욱 많은 엔진 오일이 릴리이프 밸브(relief valve)를 통해 오일 팬 내로 by-pass 된다. 이때 폭포수와 같이 쏟아지는 by-pass된 오일은 오일 팬 내 오일에 거품을 만든다. 즉 공기가 오

일 내 유입되게 한다. 또한 콘로드나 크랭크샤프트와 같은 운동 계의 회전에 의해 오일이 비산되거나 휘저어져 공기나 가스에 노출되고 이것을 머금고 오일 팬 내로 되돌아오는 과정을 통해 aeration이 발생한다. 즉 오일이 그 용액 내부에 많은 양의 공기를 함유하고 있는 것을 오일의 공기 혼입 (oil aeration) 이라 한다. 이때 용해된 공기의 형태는 미세한 작은 방울로 용액 내 균등하게 산포되 있는 경우도 있고 큰 거품으로 존재하기도 한다. 이러한 상태를 쉽게 이해하려면 맥주나 샴페인을 흔들대 생기는 공기나 거품을 연상하면 될 것이다.

엔진 내에서 이러한 aeration이 과도하게 발생하며 오일 압력이 계속 변한다든지 갑자기 떨어지는 현상을 목격할 수 있다. 이러한 aeration 발생을 방지하기 위해 윤활유 첨가제에 anti-foaming additive를 반드시 첨가해야 할뿐만 아니라 엔진 설계 상 많은 배려를 하여야 한다.

2-1. Aeration 종류

실제 발생하는 oil aeration의 형태는 3가지로 나눌 수 있다. 이러한 각각의 형태는 각각 엔진에 미치는 영향이 각기 틀리며 그 발생 원인도 다름을 알 수 있다.

가. Foam

과도한 거품 발생은 엔진 신뢰성에 치명적이다. 이 현상이 심하면 HLA는 완전 그 기능이 상실된다. 뿐만 아니라 모든 베어링과 섭동 부위에도 심각한 문제를 유발시킨다. 그러나 현재 엔진 오일에서. 사용되고 있는 거품 방지용 첨가제 (foam-inhibiting oil additive)는 이러한 거품 발생을 저지하는데 효과적이다. 단, 고속 급회전이나 오일 펌프 부압단 누설로 인해 발생하는 것은 엔진 설계 개선 외에 다른 방법이 없다.

나. Entrained air

이 형태가 실제 엔진에서 존재하는 가장 전형적인 형태이며 HLA 등에 심각한 기능상 문제를 유발시킨다. 이것은 작은 공기 방울이 오일 용액 전체 내에 골고루 퍼져 있는 형태로 오일과 함께 각각의 윤활유 통로를 이동하다가 HLA와 같은 부품에 들어간다. 공기 방울은 압축성이기 때문에 공기가 혼입된 오일도 압축성을 나타낸다.

다. Dissolved air

오일 내 녹아 있는 공기는 오일의 압축성에 미치는 영향이 작기 때문에 그 자체로는 심각한 문제가 되지 않는다. 그러나 이렇게 녹아 있는 공기도 오일 용액 밖으로 나오려고 하며 entrained air와 결합하여 공기 방울을 형성하려 하기 때문에 관심을 기울여야 한다. 모든 오일은 이러한 dissolved air를 일정량 함유하고 있다. 만일 우리가 오일 샘플을 수거하여 진공 상태에 놓아두면 용액 속에서 나온 공기가 작은 방울을 형성하는 것을 볼 수 있다. 이것이 dissolved air의 거동이다.

2-2. Entrained air 특성

Oil aeration 중 가장 전형적인 형태이며 우리가 분석하고자 하는 것이 entrained air의 특성이다. 전술한 바와 같이 entrained air는 압축성인 작은 공기 방울이 비압축성의 오일에 포함되어 산재되어 있는 형태를 말한다. 그러므로 이렇게 된 오일의 bulk modules는 바로 오일에 산재되어 있는 공기의 거동에 직접 영향을 받는다. 만일 오일이 비압축성이라 가정한다면 이러한 공기의 효과는 아래 설명하는 바와 같다.

만일 단면적이 1 cm^2이고 깊이가 1 cm인 실린더에 체적 비로 5% 공기가 함유된 오일로 차 있다면 각각의 압력 하에서 공기의 체적 변화를 계산해 보도록 하자.

이 경우 대기압 하에서 공기의 체적은 0.5 cm^3이고 오일의 체적은 0.95 cm^3가 된다. 이 상태에서 2 bar로 가압한다면 공기의 체적 변화는 단열 압축이라 가정하면 다음과 같다.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{1.4} \quad (1)$$

혹은

$$V_2 = V_1\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{-0.714} \quad (2)$$

그러므로

$$V_2 = 0.05\left(\frac{2}{1}\right)^{-0.714} = 0.30 \quad (3)$$

공기가 함유된 오일의 체적은

= 오일의 체적 + 공기의 체적, 이므로

= 0.95 + 0.030 = 0.980 cm^3가 된다.

이렇게 하면 Fig. 1과 같이 5% 공기가 함유된 오일의 압력에 따른 체적 변화에 대한 도표를 구할 수 있다.

이 도표를 통해 우리는 공기가 함유된 오일의 특성을 쉽게 이해할 수 있다. 특히 압력 변화에 따른 체적 변화율은 저압 상태에서 가장 크다. 이 때문에 aeration 문제는 낮은 오일 압력 하에서 주로 발생한다.

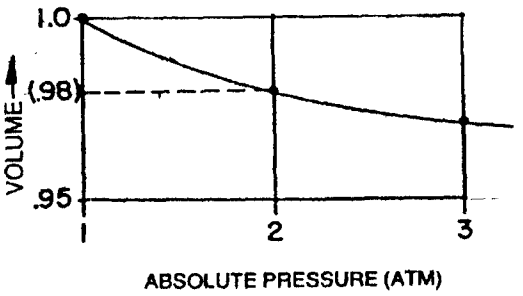


Fig. 1. Volume vs. Pressure.

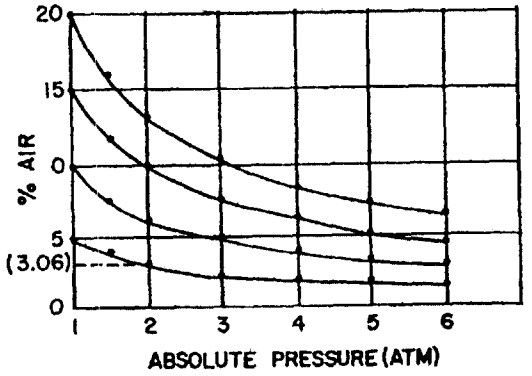


Fig. 2. Aeration rate vs. Oil Supply Pressure.

대기압 상태에서 오일의 aeration 양을 측정을 통해 안다면 임의의 압력 하에서의 aeration 양을 쉽게 구할 수 있다. 먼저 오일의 압력을 받았을 때 그 속에 포함된 공기의 체적을 구한다. Fig. 1에서 구한 바와 같은 방법으로 계산을 하면 좀더 광범위한 도표를 Fig. 2와 같이 구할 수 있다.

앞에서 예시한 바와 같이 0.95 cm^3의 오일에 0.05 cm^3의 공기가 함유된 오일이 2 bar로 압축된다면 그때 오일에 포함된 공기의 체적은 0.03 cm^3로 되고 새로운 aeration율은 0.03/(0.95+0.03) =3.06%로 된다.

여기서 aeration rate를 백분율로 정의하면,

$$\text{Aeration Rate}\,(\%) = \frac{\text{Volume of Air}}{\text{Volume of (Oil + Air)}} \times 100 \quad (4)$$

이 된다.

2-3. Aeration 측정 방법

Aeration을 정확하게 측정하기란 쉽지 않다. 정확도를 높이기 위한 여러 방법들이 고안되고 있지만, aeration 특성상 운전되고 있는 엔진에서의 정확한 측정은 매우 힘들다. Aeration은 엔진 운전 중 각 부위에서 다르며 엔진 조건에 따라 변화하기 쉽기 때문이다. 보통 소개되고 있는 aeration 측정법들은 다음과 같은 것들이 있다.

가. 가시화

오일 갤러리를 투명하게 만들어 윤활유가 흘러가는 모습을 직접 관찰 촬영하여 aeration이 없는 오일과 비교하는 방법이다.

나. 공기 제거법

① Settled volume - 추출된 오일 샘플을 눈금 있는 실린더에 채집하여 공기가 자연히 실린더 상부로 제거되면 공기 제거 전후의 부피를 측정하는 방법이다.

② Air removing film - 측정된 일정량의 오일

을 넓고 얇은 필름 위에 펼쳐 공기가 제거된 후 다시 모아 부피의 변화를 측정하는 방법이다.

다. 밀도 측정법

① 초음파법 - 밀도가 다른 매체에서는 음파의 전달 속도가 다르다. Aeration이 발생하면 오일의 밀도가 변화하므로 오일을 통과하는 음파의 시간이 변화를 측정하는 방법이다.

② 무게법 - 일정 부피의 오일 무게를 측정하여 대기 중에 방치하여 공기를 제거한 후 공기 제거 전후의 무게 변화를 측정하는 방법이다.

③ X-ray - 밀도가 다른 물체를 통과하는 X-ray의 양이 다른 것을 이용하여 aeration이 발생했을 때의 밀도 변화를 측정하는 방법이다.

라. Bulk modulus 측정법

실린더/피스톤 장치에 오일을 채집하여 일정 힘을 가한 후 변위를 측정하는 방법으로 오일의 modulus를 직접 측정한다.

마. 상방 치환법

오일을 물 같은 매체에 잠긴 뒤집혀 있는 실린더에 포집하여 공기와 오일의 비를 측정한다.

위에서 소개된 방법은 나름대로 문제점을 안고 있어 실제로 측정 시 값을 얻기가 매우 힘들다. 오일 중의 공기는 자유 분방한 상태로 관내를 유동하면서 난류를 이루고 있으며 이합, 분산되기도 하고, 압력에 따라 부피가 변동하고, 가압 된 상태에서는 아주 작게 쪼개져 빠른 속도로 흐를 뿐만 아니라, 질량은 오일에 비해 무시될 정도로 작다. 또한 측정 과정 중에 노출되면 즉시 대기로 빠져 나가는 특성이 있다. 필자가 사용하는 aeration 측정법은 측정 중 압력 손실을 최소화하고, 정해진 부피의 실린더에 오일을 샘플링하여 고정된 부피 내에서 실린더에 가해진 압력을 제거하여 팽창된 공기의 부피를 측정하는 방법을 사용하였다. 공기는 측정 중 노출되면 대기중으로 사라지고 초음파 등의 방법은 기준 공기 혼입율을 알기 위해 직접적으로 혼입량을 다시 측정해야 한다. 오일은 부피가 거의 변화하지 않으므로 오일의 부피 변화를 측정한다는 것은 매우 어렵다. 공기의 특성상 압력에 따라 그 부피가 크게 변화하는 것을 이용하여 감압 되었을 때 오일에 대해 상대적으로 전체 부피에 대해 변화율이 큰 것을 측정함으로 시험 오차를 줄일 수 있는 것이다.

3. Aeration이 엔진에 미치는 영향

3-1. HLA에 미치는 영향

종래 내연 기관용 밸브 시스템은, 흡,배기 밸브의 개폐를 확실히 하기 위해, 밸브의 열팽창을 고려하여 일정 수치만큼의 밸브 간극을 갖고 운전되고 있다. 그러나, 이 간극이 조정 불량 및 운전 중 마모로 인해 커지면서 밸브 타음 및 공회전 불량과 같은 엔진 부조화 현상이 생겨 상황에 따라 여러번 조정해야 하는 불편함이 있었다. 최근 개발된 엔진의 밸브 시스템은 밸브 간극을 항상 보상해 줄 수 있는 유압식 밸브 간극 보정기 (hydraulic valve lash adjuster, HLA)를 적용하고 있으며, 연소실 형상의 최적화, 실린더 헤드의 단순화, 밸브 시스템의 강성 확보 등의 요구로 직동식 HLA의 적용이 주류를 이루고 있다.

HLA의 구조는 다음의 Fig. 3과 같다. 내부에는 오일로 작동되는 유압 시스템으로 구성되어 있으며, 몸체의 상부에서 플런저의 밑면까지의 길이가 오일의 작동에 의해 조절되면서 밸브 간

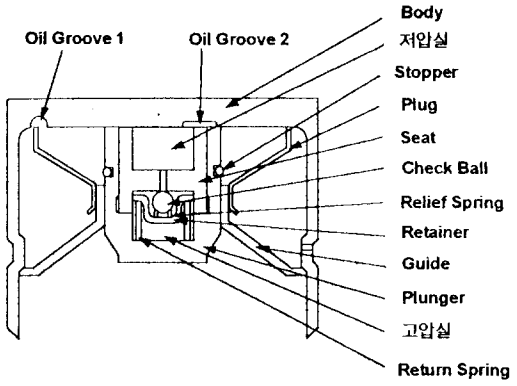


Fig. 3. Structure of direct acting type HLA.

극을 상쇄시켜 준다. 따라서 HLA로 공급되는 오일의 성질이 HLA 기능에 크게 영향을 미친다.

HLA의 길이는, 캠의 기초원 구간에서는 리턴 스프링의 작동에 의해 캠과 밸브 사이의 길이만큼 팽창하며, 필요한 오일이 HLA내로 공급된다.

밸브가 열리는 구간에서는, 고압실 내의 오일이 압력을 받으면서 탄성 변형을 일으키며 강체와 같은 역할을 하게 되고, 시트와 플런저 사이의 틈새로 오일이 빠져 나오면서 HLA의 길이가 약간 짧아진다 (이 현상을 lift loss라고 한다.).

밸브가 닫힐 때에는 이러한 lift loss를 고려하여, 밸브가 닫힐 때 착좌 속도를 줄이고자 램프 구간이라는 것을 둔다. 이 램프의 높이보다 작은 lift loss가 발생하였을 때에는 밸브가 부드럽게 닫히는 반면, 램프 높이보다 큰 lift loss가 발생하였을 때에는 밸브의 착좌 속도가 매우 커져서 밸브 시트와 충돌하는 현상을 일으킨다. 이러한 충돌 현상은 밸브 타음을 유발하고, 밸브 시스템의 내구성에 문제를 일으킬 수 있다. 따라서 HLA는 항상 램프 높이보다 작은 lift loss를 발생하도록 고려되어야 한다.

Fig. 4 와 Fig. 5는 HLA가 장착된 밸브 시스템에서의 구조 및 캠의 거동에 따른 밸브의 거동을 보여 준다.

Lift loss는 오일 및 오일 내에 포함된 공기의 탄성 변형에 의해 발생하는 pick-up과 시트와 플런저 사이의 틈새로 빠져 나가는 오일에 의한 다운으로 나눌 수 있다.

Pick-up은 오일 및 공기의 탄성 변형에 의한 것인데, 오일과 공기를 비교해 보면, 오일은 비압축성으로 간주할 수 있다. 따라서 pick-up은 고압실 내의 공기량에 비례하여 나타난다.

Leak down은 시트와 플런저 사이의 틈새로 오일이 빠져 나오면서 발생하는 현상으로, 틈새의 크기와 오일의 점도와 밀접한 관계를 갖는다.

엔진이 저속으로 운전할 경우 오일 공급 압력이 상대적으로 낮은 반면, 오일 내 공기 혼입율이 작기 때문에 밸브 타음이 발생하기 어렵다. 엔진이 고속으로 운전할 경우 오일 공급 압력이

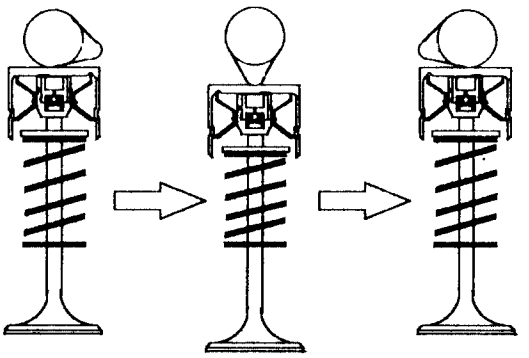


Fig. 4. Valve train system with HLA.

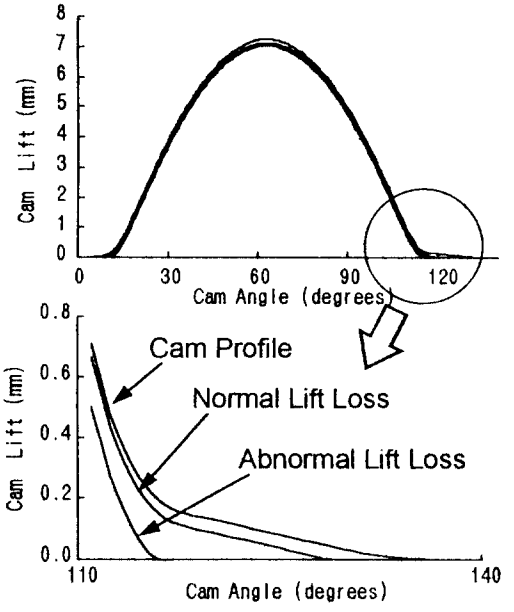


Fig. 5. Cam & Valve profile with HLA.

높기 때문에 같은 오일 내 공기 혼입율이라 하더라도 공기의 부피가 줄어든다. 따라서 공기의 압축 현상에 의한 pick-up이 줄어들어 밸브 타음이 발생하려면 높은 공기 혼입율을 필요로 한다. 그러나 고속 주행 후 공회전시 오일 점도 저하에 따른 오일 펌프 효율 저하 및 엔진 저항 감소로 오일 공급 압력이 떨어지는 반면, 고속 주행에 의한 오일 내 공기 혼입율은 상당히 높은 수준이 된다. 따라서 HLA 측면으로 보면 작동에 가장 열악한 운전 조건이 되며, 심할 경우 lift loss가 증가하여 밸브 타음이 발생할 수 있다.

가. 모델링

고압실 내에서의 압축, 팽창 과정은, 그 과정이 상당히 고속으로 진행되기 때문에, 단열 과정으로 볼 수 있다. 따라서, 고압실 내의 공기의 압력과 부피는 전절 2-2에 논의된 식(1)을 따른다.

대기압하에서 공기 혼입율을 ψ_α, 압력을 P_α라고 할 때, 고압실 내에서 압력 P일 때의 공기 혼입율은, (1)식과 (4)식을 이용하면 다음과 같다.

$$\psi = \frac{\psi_a}{\left(\frac{P}{P_a}\right)^{\frac{1}{k}}(1-\psi_a)+\psi_a} \tag{5}$$

시간 t에서의 상태를 '상태1,' 시간 t+Δt에서의 상태를 '상태2'라고 하면, 공기의 압축에 의한 pick-up (ΔL_a)을 (5)식을 이용하여 구하였다. 여기서 $L_{2,1}$의 첫번 째 첨자는 Fig. 6의 L_1과 L_2를 나타내고, 두번째 첨자는 상태 1, 상태 2를 나타낸다.

$$\Delta L_a = \frac{\psi_2 - \psi_1}{1-\psi_2} L_{2,1} \tag{6}$$

고압실과 저압실 간의 압력 차이에 의해 발생하는 leak down은, 윤활 이론식에서 그 양을 계산할 수 있다. 일반적으로 동심의 실린더와 피스톤에서 간극이 h일 때 유량은 다음 식(7)를 따른다.

$$Q = \frac{\Delta P \pi R h^3}{6\mu L} \tag{7}$$

식(7)를 이용하여 leak down을 계산하였다.

$$\Delta L_1 = \left[\frac{h^3}{3\mu R}\int_{t_1}^{t_2}\Delta P dt + L_{1,1}^2\right]^{\frac{1}{2}} - L_{1,1} \tag{8}$$

시간이 Δt 경과 후 HLA의 Lift Loss는,

$$\Delta L = \Delta L_a + \Delta L_1 \tag{9}$$

과 같다. 이것을 각 시간별로 적분하면, 시간별 HLA의 lift loss를 구할 수 있다.

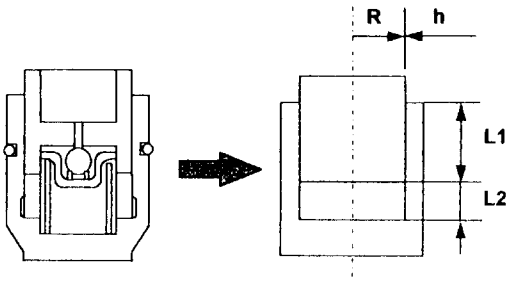


Fig. 6. Nomenclature for HLA element modeling.

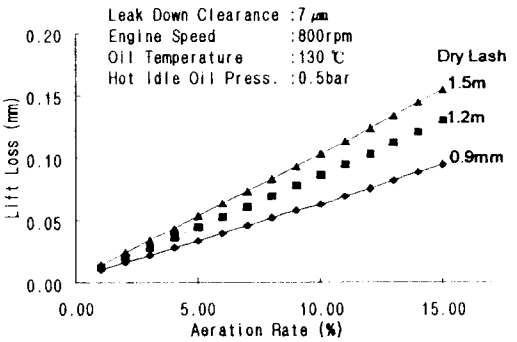


Fig. 7. Lift loss according to aeration rate & dry lash.

나. 공기 혼입율에 따른 효과

실험 엔진에서 운전한 결과, 고유온 공회전시, 표준 HLA사양에서 오일 온도 130°C, 오일 압력 0.53 bar일 때, 공기 혼입율 14%에서 밸브 타음이 발생하는 것을 확인하였다.

오일의 공기 혼입율이 증가함에 따라 HLA의 lift loss는 선형적으로 증가함을 보인다. 이는 식(2)에서 보듯이, 오일의 공기 혼입율이 증가하면, pick-up이 커지기 때문이다.

다. Leak down 간극에 따른 효과

Leak down 간극에 의한 lift loss효과를 계산을 통해 조사해 보았다. leak down에 의한 lift loss는, 작동유의 공기 혼입율에 따라 초기 pick-up은 차이가 나지만, 간극의 변화에 따른 lift loss 추세는 작동유의 공기 혼입율과는 무관하게 일정하다. 그리고, 간극이 작은 영역에서는 간극에 따른 lift loss 변화가 작다.

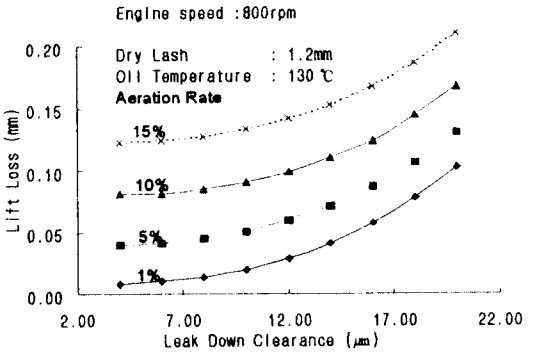


Fig. 8. Lift loss according to leak down clearance.

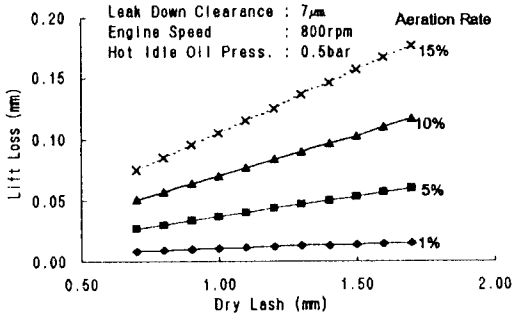


Fig. 9. Lift loss according to dry lash.

Leak down 간극이 각각 13 μm, 8 μm인 HLA는 각각 공기 혼입율 10.5%와 14%에서 밸브 타음이 발생하였다. 결과적으로 leak down 간극이 큰 HLA일수록 작은 공기 혼입율에서도 쉽게 밸브 타음이 발생할 수 있으며 이러한 경향은 Fig. 6의 계산 결과로도 쉽게 확인할 수 있다. 캠 작동 중 leak down은 leak down 간극의 3승에 비례해서 증가하므로 약간의 leak down 간극 증가는 lift loss의 증가로 인해 곧바로 밸브 타음을 유발시킬 수 있다. 따라서 HLA 정상 작동을 위해서는 HLA leak down 간극의 관리가 무엇보다 중요하다

라. Dry lash에 따른 효과

Dry lash에 따른 lift loss의 변화는, dry lash가 증가함에 따라 동일한 공기 혼입율에서 lift loss는 선형적으로 증가된다. 이는 dry lash가 작을수록, 고압실의 체적이 작아지고, HLA 전체의 강성이 커지는 효과와 동일한 공기 혼입율에 대해서도 pick-up이 작아지는 것 때문이다. 따라서 dry lash가 작을수록 lift loss도 작아지는 경향을 보이게 된다. 공기 혼입율 관점에서 살펴보면, 공기 혼입율이 클수록 dry lash에 따른 lift loss 증가폭이 커진다. 이는 고압실 내의 공기의 압축이 공기 혼입율이 커짐에 따라 더 큰 변화를 보이기 때문이다.

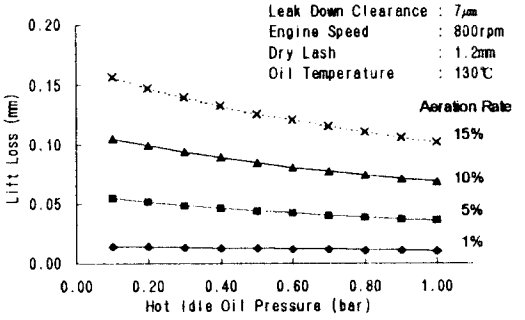


Fig. 10. Lift loss according to oil pressure.

마. 오일 공급 압력에 따른 효과

고유온 공회전시 오일 공급 압력에 따른 lift loss의 관계는 오일 압력이 낮을수록 lift loss가 커진다. 이는 식(2)에서 보듯이 같은 오일 내 공기 혼입율에서 오일 압력이 낮을수록 저압실 내 공기가 차지하는 체적이 커져, 고압실 내로 유입되는 오일 내 공기의 양이 늘어나기 때문이다.

3-2. 베어링 성능에 미치는 영향

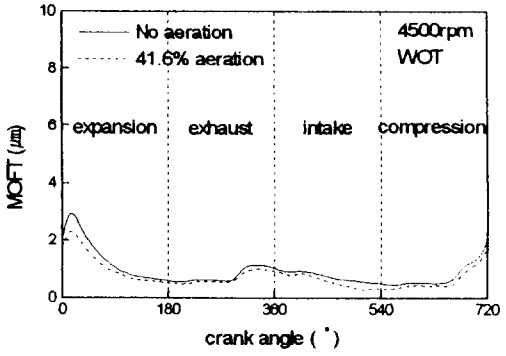
베어링의 성능 저하를 나타내는 좌표로서 가장 널리 사용되고 있는 것은 최소 유막 두께이다. 이를 측정하는 방법으로는 프로브를 이용하는 방법보다 Craig등이 축과 베어링 사이의 정전용량을 측정하여 유막 두께를 구하는 전정전 용량법(Total capacitance method)을 발표한 이래로 이 방법이 널리 사용되어 왔다. 전정전 용량법을 이용하여 Bate등이 오일의 유성학(rheology)을 연구한 바 있으며 저자 등도 전정전 용량법을 이용한 유막 두께 측정 결과와 이론 해석과를 비교 분석하여 발표한 바 있다. 최소 유막 두께와 함께 베어링의 신뢰성 지표로는 크랭크 축 표면 온도도 함께 사용될 수 있다고 Onogawa등이 이미

주장한 바 있다. 본 연구에서는 오일의 공기 혼입율을 증가시켜 가며 공기 혼입비가 베어링의 신뢰성을 어떻게 변화시키는가, 또 베어링의 신뢰성에 문제가 없는 공기 혼입율은 어느 정도인가 등을 조사하였다. 1.5리터 L-4 가솔린 엔진의 1번 콘로드 베어링과 1번 메인 베어링의 유막 두께를 측정하였다. 콘로드 베어링의 유막 두께 측정에는 자체 개발한 가위형 링크 기구를 이용하였다. 크랭크축을 각각 측정하여 총 4곳을 측정하였다. 최소 유막 두께와 크랭크축 온도의 측정결과를 다음자부터 서술하였으며 그 결과를 바탕으로 베어링의 신뢰성을 평가하고 두 지표의 상호 연관성을 논의하였다.

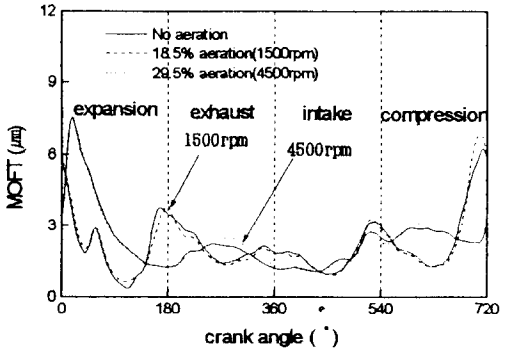
가. 측정된 최소 유막 두께

공기 혼입비를 증가시켜 가며 측정한 유막 두께 곡선 중 공기 혼입비가 30% 이내인 경우의 몇 가지 예를 다음 Fig. 11에 나타내었다. 강제로 공기를 주입시켜 공기 혼입비를 인위적으로 증대시킨 경우와 그렇지 않은 경우의 유막 데이터가 거의 일치하여 30% 까지의 공기 혼입은 베어링 성능에 거의 영향을 미치지 않는다는 것을 알 수 있다. 이는 오일과 함께 베어링에 유입된 공기 방울들이 압력이 형성되는 웨지(wedge) 부근으로 빨려 들어 가지만, 그 부근의 압력이 워낙 높아 그 부피가 무시할 수 있을 정도로 줄어들어 유막의 하중 지지 능력을 악화시키지 않기 때문인 것으로 판단된다.

그러나 공기 혼입비의 증가를 좀 더 증가시키게 되면 유막 두께의 변화를 관찰할 수 있는데

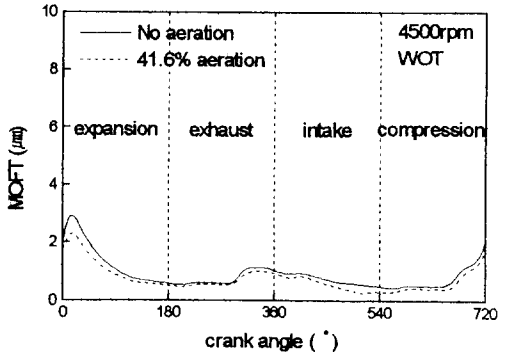


(a) Connecting rod bearing

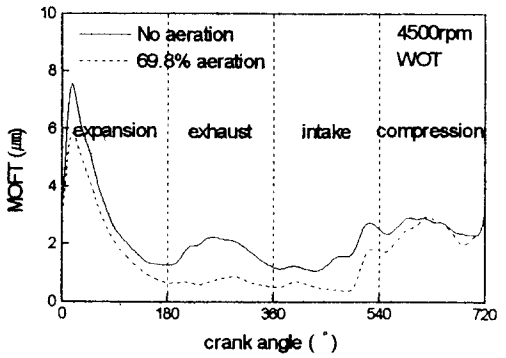


(b) Main bearing

Fig. 11. Measured MOFT curves below 30% aeration rate.



(a) Connecting rod bearing



(b) Main bearing

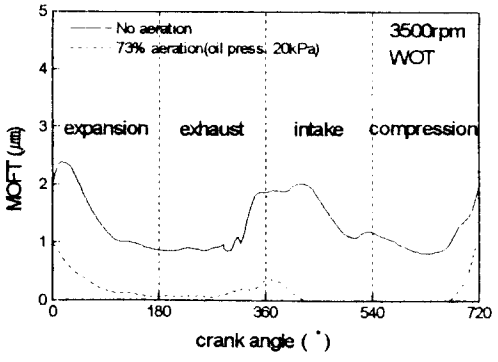
Fig. 12. Measured MOFT curves when the oil is excessively aerated.

콘로드 베어링에서는 30% 이상에서 메인 베어링은 60~70%에서 최소 유막 두께의 감소가 현저해 진다. 이러한 예를 Fig. 12에 나타내었다. 동일한 공기 혼입비에 대하여 콘로드 베어링이 메인 베어링보다 취약한 이유는 콘로드 베어링으로의 오일 공급량이 메인 베어링 보다 작고 균일하지 않다는 데 있다. 메인 갤러리로부터 균일하게 오일을 공급 받는 메인 베어링과는 달리 콘로드 베어링으로의 오일 공급은 메인 베어링으로부터 크랭크축에 있는 오일 공급 통로를 통하여 이루어지기 때문에 공급로에서의 압력 변화, 오일 흐름의 변화가 발생한다. 이 때문에 Fig. 12의 41.6% 공기 혼입비가 콘로드 베어링에는 유막에 영향을 미치지만 메인 베어링에 미치는 영향은 미미하다.

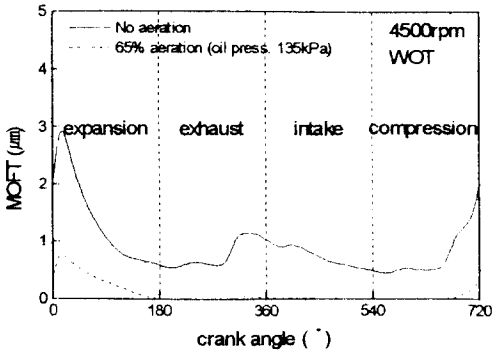
공기 혼입비의 증가는 메인 갤러리의 오일 공급 압력을 감소시킨다. 콘로드 베어링으로 오일이 공급되기 위하여는 유로에서의 관로 손실 및 크랭크축 유로에서의 원심력을 이길 수 있는 오일 압력이 형성되어야 한다. 그러나 오일에 공기가 너무 과도하게 혼입되어 오일 압력이 필요 최소 압력 이하로 떨어지게 되면 콘로드 베어링으로의 오일 공급이 중단되는데 이때의 유막 두께 측정 결과를 Fig. 13에 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 유막 두께가 0으로 떨어진 영역이 많이 존재하여, 유막이 파괴되고 축과 베어링이 직접 접촉하고 있음을 알 수 있다.

나. 크랭크축 온도와 베어링의 신뢰성

공기혼입에 따른 베어링의 신뢰성변화를 나타

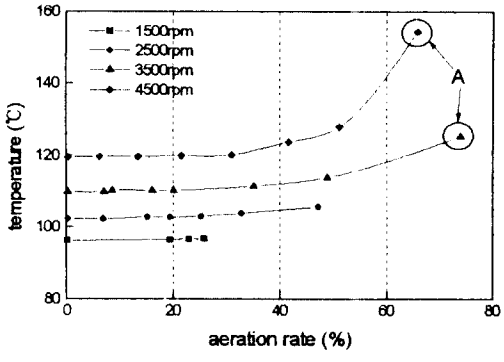


(a) 3500rpm

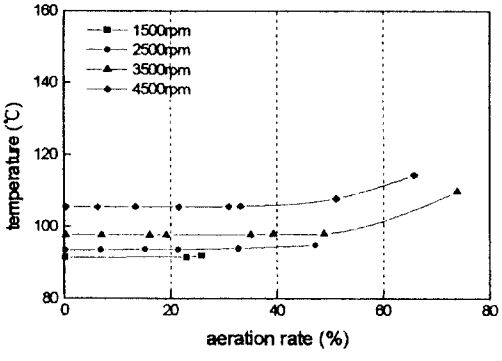


(b) 4500 rpm

Fig. 13. Measured MOFT curves when the oil supply is interrupted.



(a) Crank pin



(b) main journal

Fig. 14. Measured crankshaft surface temperature according to the aeration rate.

내는 또다른 지표로서 크랭크축 표면의 온도를 측정하여 Fig. 14에 나타내었다.

크랭크 핀의 경우, 공기혼입비가 30%에 다다를 때까지는 그 온도의 증가가 공기를 혼입시키지 않았을 때와 거의 차이가 없지만 30%를 넘어서면서 표면온도가 다소 증가하고 있음을 알 수 있다. 메인저어널에서는 이와 같은 표면온도의 증가가 공기혼입비 50% 이상에서 나타나고 있다. 이는 전장의 유막두께 측정결과로부터 알 수 있는 바와 같이 유막두께가 감소하여 그에 따른 전단율의 증가, 발열량의 증가가 그 원인인 것으로 판단된다. Fig. 14(a)에서 A로 표시한 점은 과도한 공기혼입으로 콘로드베어링으로의 오일공급이 중단된 Fig. 13과 같이 유막두께가 측정되었을 때의 크랭크축 온도를 나타낸다. 이러한 유막의 파괴와 온도의 증가는 즉각적인 베어링의 손상을 가져오게 되므로 베어링의 신뢰성 유지를 위하여는 공기혼입비를 일정수준 이하로 억제해야 함을 알 수 있다.

Fig. 15에 공기혼입비의 증가에 따른 콘로드베어링의 최소유막두께와 크랭크핀 온도의 변화를

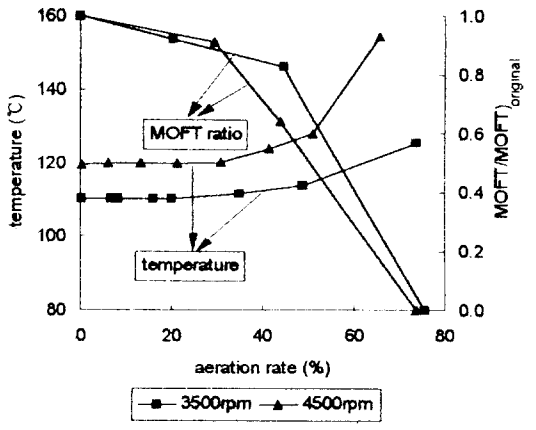


Fig. 15. Change of bearing reliability indexes according to the aeration rate.

Table 1. 공기 혼입에 따른 베어링의 신뢰성

Aeration rate(%)	Connecting-rod bearing	Main bearing
0 ~30	safe	safe
30~50	danger	safe
50~	fail	danger

나타내었다. 30%를 기준으로 크랭크핀 온도의 증가와 최소유막두께의 감소가 현저해진다는 것을 관찰할 수 있다. 이상과 같이 측정된 최소유막두께 및 크랭크축온도로부터 평가한 베어링의 신뢰성은 다음 Table 1과 같이 나타낼 수 있다.

엔진베어링, 특히 콘로드 베어링의 신뢰성을 유지하기 위하여는 공기혼입비를 30% 이내로 억제하여야 한다.

4. 오일 aeration에 영향을 주는 인자 및 방지 방법

(1) 엔진 운전 조건 (부하 및 속도)

속도가 높을수록 또한 엔진 부하가 증가할수록 aeration양은 증가한다.

(2) 차량 운전 조건

급회전, 급 가 감속 조건에서 aeration양은 증가한다.

(3) 오일 온도

오일 온도가 높을수록 aeration 양은 증가한다.

(4) 오일 팬 내 오일 용량

Max 레벨 이상이면 콘로드나 크랭크샤프트의 운동에 의한 비산 및 휘저음으로 aeration 양이 증가하고 Min레벨 이하이면 오일 스트레이너를 통해 공기 유입 가능성이 높아져 aeration양은 증가한다.

(5) 오일 회로 중 정압력단의 기하학적 구조

갑작스러운 단면적 변화는 aeration 양을 증가시킨다.

(6) 오일이 실린더 헤드에서 오일 팬으로 떨어지는 구조

실린더 헤드에서 오일 팬으로 오일이 떨어지는 높이가 높을수록 오일이 헤드와 블록을 통해 내려오는 구멍의 면적이 좁을수록 aeration양은 증가한다.

(7) 오일 펌프 (특히 오일 return 및 relief) 구조

Relief valve를 통해 바이패스 된 오일이 오일 팬 내로 쏟아져 들어가지 말고 오일 펌프 입구로 재 순환되도록 하면 aeration 양을 줄일 수 있다.

(8) 오일 팬 내 baffle 설치 여부

크랭크샤프트의 고속 운전에 의한 바람과 차량 급회전, 급가 감속 조건에서 오일이 엔진 주운동부와 부딪치지 않도록 baffle을 설치하면 aeration양은 줄어든다.

(9) PCV (Positive crankcase ventilation) system

PCV 밸브가 막히면 또한 PCV 시스템의 설계가 잘 되어 있지 않으면 실린더 헤드와 블록간의 압력 조정에 문제가 발생하여 aeration 양은 증가한다.

(10) 엔진 오일 내 거품 방지 첨가제 사용 여부 및 종류

(11) 크랭크샤프트 평형추 수와 설계 방법

(12) 오일 펌프 부압단 (suction side) 구조

흡입 속도가 너무 빠르면 캐비테이션 발생으로 aeration 양을 증가시킨다. 보통 흡입 속도 3 m/s이내로 설계함.

5. 결 론

Aeration이 발생하는 원인은 다양하고 문제의 방지 및 해결 방법도 매우 많다. 문제가 발생하지 않도록 하기 위하여 엔진 설계 및 개발 과정에서 매우 세심한 배려가 필요함을 알 수 있다. 어느 정도의 aeration이 허용 가능한가의 한계는 각 엔진의 특성에 따라 달라질 것이다. 그 엔진에서의 윤활계의 신뢰도와 운전 가능한 속도, 부하 조건을 비롯하여 부품의 가공 정도, 조립 상태, 품질 수준 등이 영향을 미칠 수 있으며 특히 설계상의 안전율도 고려 대상이 된다. 그러나, 그 허용 한도의 차이는 앞에 소개한 필자의 시험 결과에 크게 차이(<±3%수준)가 나지 않을 것으로 판단된다.

결국 aeration에 가장 민감한 엔진 시스템은 HLA를 장착한 밸브계가 될 것이며 안전율을 고려하여 오일의 공기 혼합율을 엔진 최고 속도, 오일 온도 100°C 조건에서 10%(대기압 조건) 이내로 규제 하는 것이 꼭 필요하다. 이 정도의 수준은 aeration 측정법 상 정확도의 한계나 고려해야 할 많은 설계 변수에 비추어 쉽지 않은 작업임은 틀림이 없다. 베어링에서의 공기 혼입율의 허용 한도는 부언한 바와 같이 엔진 특성에 따라 차이가 있으나 30%(임의의 오일 압력 조건, ≒ 4kg·cm^2)까지 가능한 것으로 시험 결과 새롭게 밝혔으나 이 조건이 대기압 조건에서는 약 공기 혼입율 50%에 상당하는 것이므로 동하중을 받는 엔진 베어링의 hydraulic 특성과 cavitation 거동을 연구하는데 시사하는 바 새로워 그 연구를 계속 진행할 예정이다.

그러나, 분명한 것은 이렇게 과도한 공기 혼입 조건(대기압 조건에서 50%)이 엔진 베어링의 손상까지는 유발하지 않아도 마멸을 촉진시키고, cavitation을 발생 가능성을 높히며 소음을 증대시키기도 할 뿐 아니라 엔진 오일의 열화를 가속시키는 문제를 야기 시킬 수 있으므로 주의가 필요하다. 결국 HLA를 장착한 엔진에서는 꼭 공기 혼입율을 10% 이내로 제한하도록 하여야 하며 HLA를 장착하지 않은 엔진에서도 가능한 한 공기 혼입율을 최소화 하도록 하는 것이 꼭 필요함을 강조하고자 한다.

특히 현재 엔진 개발 추세가 고속, 고출력, 저연비, 저 소음 및 신뢰성 향상에 있는 만큼 공기 혼입율에 대한 중요성을 재차 강조하여도 지나치지 않을 것이다.

References

1. R.C. Craig, W.H. King and J.K. Appeldoorn, "Oil Film Thickness in Engine Bearings - The Bearing as a Capacitor," SAE No. 821250, 1982.
2. T.W. Bates and S.Nenwell, "Effect of Oil Rheology on Journal Bearing Performance : Part 3 - Newtonian Oils in the Connecting-Rod Bearing of an Operating Engine," SAE No. 880679, 1988.
3. T.W. Bates and G.B. Toft, "Effect of Oil Rheology on Journal Bearing Performance : Part 4 - Bearing Durability and Oil Film Thickness," SAE No.880679, 1988.
4. P.Kreuter, G. Maas, "Influence of Hydraulic Valve Lash Adjusters on the Dynamic Behavior

of Valve Trains," SAE No.870086, 1987.
5. P.Porot, J. Trapy, "A Numerical and Experimental Study of the Effect of Aeration of Oil on Valve Trains Equipped with Hydraulic Lash Adjusters," SAE No.930997, 1993.
6. P.Philps, A. Schamel, "The Dynamics of Valve Trains with Hydraulic Lash Adjusters and the Interaction with the Gas Exchange Process," SAE No.910071, 1991.