

## 내연기관의 윤활계통 설계의 기초(Ⅲ)

### Introduction to the Design of Lubrication System of Internal Combustion Engines (Ⅲ)

장 나 영  
N. Chang

#### 4. 실린더 내면의 윤활

##### 4-1 윤활유 소모율

윤활유 소모율은 엔진의 단위 출력 시간당 소모된 윤활유의 양을  $gr/ps-hr$ 의 단위로 표시하기도 하고, 엔진의 윤활유 소모율과 연료소모율과의 비율로써 척도를 삼기도 한다. 개솔린 엔진의 연료소모율은 연비의 0.1-0.15% 정도이고, 디젤엔진의 경우는 0.2-0.6% 정도이다. 독일의 피스톤 제조업체인 Karl Schmidt는 자연흡입식 디젤엔진의 연료소모율을 0.22-0.51  $gr/ps-hr$  이내로 과급엔진의 경우에는 0.22-0.67  $gr/ps-hr$  이내로 제한시키는 것을 목표로 하고 있다. 건설 중장비용 디젤 엔진에서는 연료소모율을 3,000시간 운전기간 중에는 연비의 0.4% 이내로, 5,000시간까지는 연비의 0.6% 이내로 제한하는 것이 최근의 추세이다. 다만 윤활유 소모율은 엔진 제조업체나 엔진의 기종에 따라 다른 것이어서, Caterpillar사는 엔진의 연료소모율을 0.2-0.3% 이내로 제한하고 있는데 비하여, Deutz사의 공냉식 엔진의 경우는 1.2  $gr/ps-hr$  또는 연비의 0.7% 수준의 엔진도 있다.

그림 4.1은 승용차용 개솔린 엔진의 윤활유 소모율을 엔진의 회전수 및 부하율의 함수로

서 측정된 것이다. 일반적으로 윤활유 소모율은 같은 엔진이라도 운전 조건에 따라 달라지는 것이며, 따라서 차량의 주행 모드에 따라 달라지는 것이다.

보통 차량의 윤활유 소모율은 주행거리 1,000  $km$ 당 소모된 윤활유의 체적을 liter로 표시하는데, 만일 정격 출력 P ps인 엔진의 윤활유 소모율이 w  $gr/ps-hr$ 라 하면, 그 엔진을 탑재한 차량의 주행거리 1,000  $km$  당의

水冷 4氣筒, 60 × 79mm 900 cc 自動車機關 水温, 油温 = 80 °C

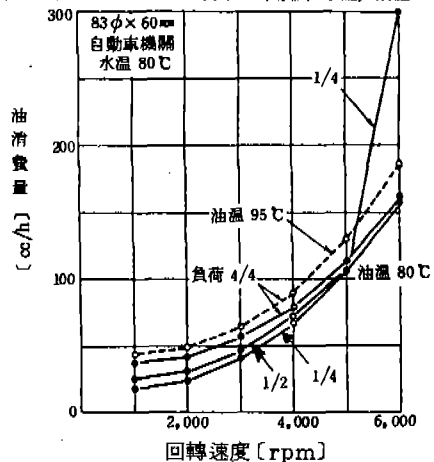


그림 4.1 운전조건과 윤활유 소모율

\* 정회원, 대우중공업(주)상무, 엔진기술담당

윤활유 소모량  $Q$  liter/1,000 km를 추산하기 위하여는 아래의 식을 이용할 수 있을 것이다.

$$Q = 0.02 wP \dots\dots\dots (18)$$

4-2 피스톤의 운전조건

엔진의 정격회전수를  $n$  rpm이라 하고, 피스톤의 행정을  $s$  mm라 하면, 피스톤의 평균속도  $v$  m/sec는 아래의 식에 의하여 정의된다.

$$v = \frac{2ns}{60 \times 1,000} \dots\dots\dots (19)$$

피스톤의 평균속도는 엔진의 출력, 회전수, 형식을 막론하고 대체로 10-13m/sec의 범위 내에 들어간다. 피스톤의 평균속도를 증가시키수록 엔진의 내구성은 급속히 떨어지므로, 피스톤의 평균속도값의 상한선은 엔진 설계상의 주요한 제약 조건이 된다.

피스톤의 평균속도는 또한 엔진의 마찰손실을 증가시키는 요인이 된다. 아래는 승용차용 엔진 및 소형 상업차량용 엔진의 friction mean effective pressure를 bar 단위로 추산하는 식이다.

$$fmep = 0.067 r + 0.029(n/60) + 0.004 v^2 + 0.5p \dots\dots\dots (20)$$

여기서  $r$ 은 압축비이며,  $p$ 는 과압압력을 bar 단위로 표시한 것이다. 엔진의 마찰손실은 이와같이 운전조건에 따라 달라지나, 대체로 엔진 출력의 33-40% 정도 되는 것으로 추산되고 있다.

엔진의 마찰손실에 대한 마찰부위별 손실비는 Lang에 의하여 다음과 같이 조사 보고된 바 있다.

piston	25 %
piston ring	19 %
main bearing	12.5 %
connecting rod	10 %
valve train	6 %
other losses	27.5 %

이중에서 피스톤 링의 마찰손실은 아래의 구성비를 이룬다.

top ring	20 %
second ring	20 %
oil ring	60 %

직접분사식 디젤엔진에서는 연료유로부터 발생하는 전체 열량중의 15% 정도가 열손실로 나가는 것으로 알려져 있다. 그중 전열면적의 부위별 열손실의 분배는 아래와 같다.

piston	7 %
cylinder head	5 %
cylinder liner	3 %

최근에는 이러한 열손실에 따르는 온도분포를 유한요소법 등의 수치해석을 통하여 계산할 수 있게 되었고, 아울러 thermocouple, fusible plugs, templug 등의 실험적 방법에 의하여 피스톤에서의 온도분포를 측정하는 것이 가능하게 되었다.

그림 4.2는 피스톤의 온도분포의 한 예이다. 중속엔진의 경우 피스톤의 냉각을 위하여 undercrown cooling 방식을 채택하며, 이 경우 피스톤 냉각을 위한 윤활유 소요유량은 4.5-

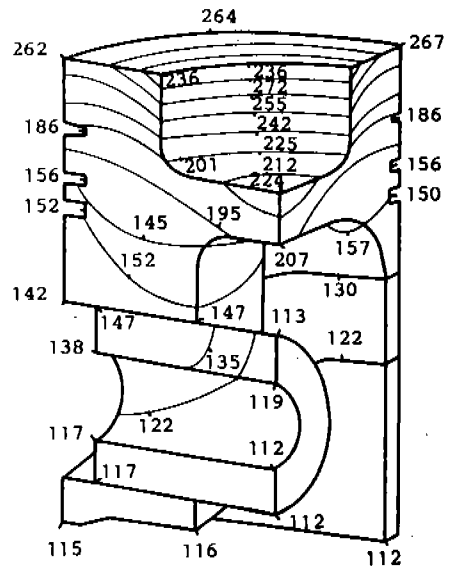


그림 4.2 피스톤의 온도 분포

7.5 liter/ps-hr 정도이고, 피스톤 냉각층의 윤활유 온도상승은 20℃ 정도이다. 트럭용, 건설중장비용 및 산업용 디젤엔진의 경우 aluminum 합금 재질의 피스톤을 냉각하기 위한 윤활유 소요 유량은 7.5 liter/ps-hr 정도이며, gallery cooling 을 적용하는 주철제 피스톤에서는 11 liter/ps-hr 정도의 윤활유가 소요된다. 엔진의 blow-by 를 예측하는 방법으로는 각 피스톤링의 전후에 걸리는 압력차에 의한 배기가스의 흐름을 압축성 유체의 노즐 유동으로 보아서 아래와 같은 식으로 각 피스톤링 사이를 연결하는 방법이 연구되고 있다.

$$\dot{m} = A \sqrt{\frac{2p_1}{v_1}} \cdot \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{k+1/k} \right]} \quad (21)$$

여기서 첨자 1 은 해당 피스톤링의 상류, 첨자 2 는 하류를 나타내며, A 는 노즐 유동 면적을 나타낸다. 뒷에서 노즐 유동 면적은 피스톤링의 gap 단면적이 주요 유동 면적인 것으로 생각되나, 실제 운전시에는 gap 단면적의 1.5-6 배 정도의 유효면적이 존재함이 실험적으로 확인되고 있다. 엔진의 blow-by 의 적정수준은 정격출력에서의 흡입공기 유량의 0.5% 정도 또는 14 liter/ps-hr 정도이다. 그러나 여러 기종의 엔진들을 조사하여 보면, blow-by 는 엔진에 따라 3-35 liter/ps-hr 의 넓은 분포를 보이고 있다. 엔진의 blow-by 가 과다하면, 뜨거운 배기가스가 oil ring 까지 흘러가면서 각 피스톤링 사이에서 윤활유의 탄화물 축진함으로써 피스톤의 소착 또는 bore polishing 을 일으킬 수 있다.

#### 4-3 피스톤의 구조

그림 4.3 은 실린더 온도의 증가에 따르는 윤활유 소모율의 증가 경향을 보인 것이다. 일반적으로 compression ring 또는 top ring 에서의 온도가 높을수록 윤활유 소모율은 증가한다. 경험에 의하면 top ring groove 의 온도가 220℃ 이상이 되면 윤활유의 탄화 및 퇴적이 가속화되고 윤활유 소모율이 급격히 증

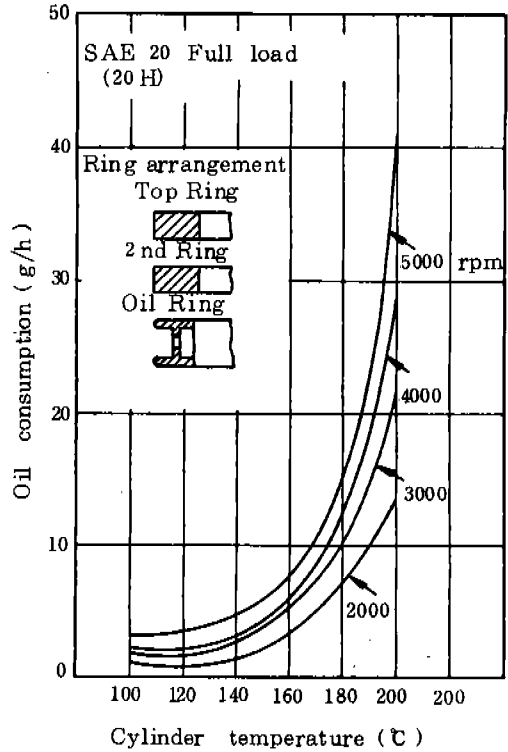


그림 4.3 실린더 온도와 윤활유 소모율

가한다. Top land 의 높이는 top ring 의 온도와 밀접한 관계가 있으며, 연소실의 형상이 깊을수록 top land 도 높게 한다. 직접분사식 디젤엔진의 피스톤은 top land 의 높이를 실린더 내경의 12-22% 정도로 하며, 보통의 open chamber DI 에서는 17% 정도를 자주 택한다. 최근에 자연흡입식 디젤엔진에서 10% 짜리 top land 또는 piston crown 높이에 top ring 을 설치함으로써 연비와 배기가스를 개선시킨 예가 있다. 이때에는 특히 scuffing 을 방지하기 위하여 top ring 에 molybdenum 도금을 하게 되지만, 240℃ 이상에서는 수명이 짧아진다.

Top land 에서는 일반적으로 tight clearance 를 채택함으로써 탄화 및 퇴적을 억제한다. 다만 최근에 개발되는 엔진들은 평균유효압력이 높고 피스톤의 온도분포도 고온화 경향에 있으므로 tight clearance 에 의한 윤활유의 탄

화 및 퇴적을 막기가 어렵기 때문에, 오히려 1.5 mm 정도 또 그 이상의 넓은 틈새를 적용하는 예가 특히 미국등지에 많아졌다. 이 경우 퇴적되는 탄소는 연하므로, bore polishing을 일으키지 않는다. 그러나 넓은 틈새는 배기가스 측면에서 불리하며, 이 경향은 특히 자연 흡입식에서 더하다. 또한 연비가 2-4% 정도 증가할 우려가 있으며, top ring의 온도도 30-40°C 정도 상승할 수 있다. 따라서 넓은 틈새의 적용에는 주로 과급엔진에서 발견된다. 넓은 틈새 또는 앞에서 언급한 짧은 top land의 경우는 피스틴의 냉각이 주요한 기술적 문제가 되며, gallery cooling은 좋은 대안이 될 수 있다.

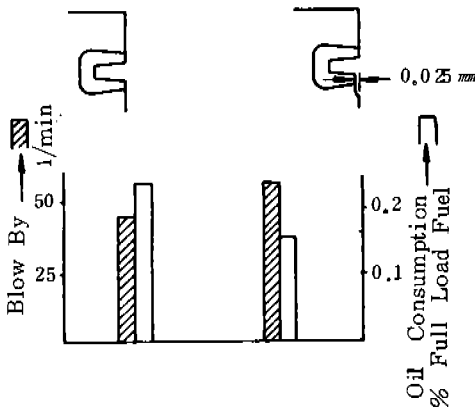


그림 4.4 Top Land Relief의 영향

그림 4.4는 top ring groove 아랫쪽에 0.025 mm의 land relief를 주었을때의 영향을 보인 것으로서, blow-by는 증가하지만, 윤활유 소모율은 감소한다.

그림 4.5는 second ring groove 하단에 턱을 준 경우가 윤활유 소모 및 blow-by를 억제하는 효과가 있음을 보이고 있다.

그림 4.6은 top ring groove의 chamfer 폭을 넓힐수록 윤활유 소모율의 감소는 완만하고, 오히려 blow-by의 증가가 급격함을 보이고 있다.

압축링의 두께는 실린더 내경의 2% 정도로 한다. 얇은 압축링은 초기 마모를 원활히

할 수 있다. 초기 마모의 원활화 및 윤활유 소모의 억제를 위하여 압축링은 약간 아래쪽으로 넓어지도록 가공하거나, 혹은 실린더 라이너와 접촉하는 부분을 약간 위아래로 둥글게 가공하는 것이 통례이다. 압축링은 마모 속도

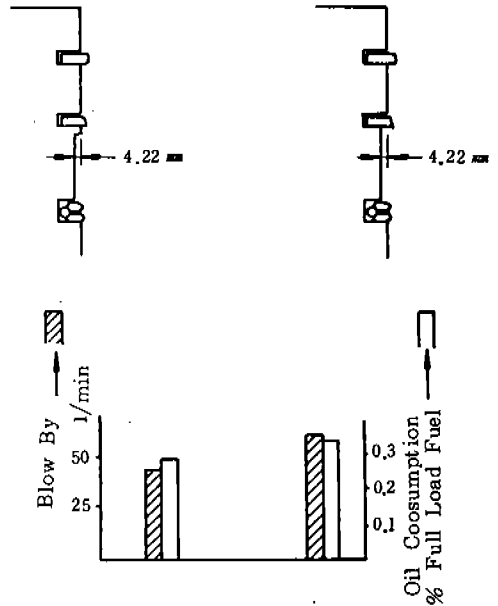


그림 4.5 Second Land Relief의 영향

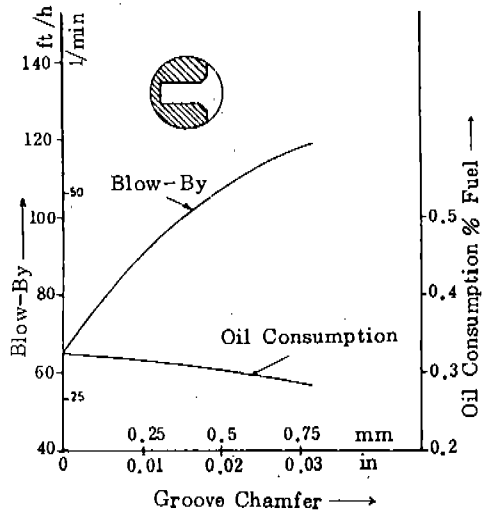


그림 4.6 Top Ring Groove Chamfer의 영향

를 줄이기 위하여 chromium 또는 molybdenum 도금을 한다. 압축링은 groove 안에서 반경 방향의 틈새를 갖도록 하여야 하며, 상하방향의 요동을 억제하기 위하여 약간의 비틀림을 준다.

그림 4.7은 oil control ring의 면압을 증대시킴에 따라 윤활유 소모율이 감소함을 보이고 있다. oil ring의 ring land 폭은 0.2 mm 정도로 하되, form grinding 공법에 의한 공차의 엄격한 관리가 필요하다. Oil ring의 면압을 증

가시키면 마모가 증가하고, 심하면 운전중 링이 잘 깨지므로 주의를 요한다. 300 시간의 cycling test 기간중에 피스톤링의 반경방향 마모량이 30 micron 이내가 되도록 하면 일단은 채택할만하다.

그림 4.8은 oil scraper ring의 단면 형상에 따라 윤활유를 긁어내리는 능력에 차이가 있음을 보이고 있다. 피스톤링의 칫수 및 강도에 관한 규정으로는 SAE J929a 및 SAE J1201 등이 제정되어 있다.

oil ring groove에는 그 안쪽에 oil drain hole을 설치한다. 이것은 피스톤의 하향운동시 윤활유를 긁어내리면서 쉽게 빠지도록 하기 위한 짓이므로, 이것이 없으면 oil ring 하단에 순간적으로 과도한 윤활유 압력이 형성된다. oil drain hole을 몇개 뚫고, 총 단면적을 얼마로 하여 어느 방향으로 뚫을 것인지는 설계자의 경험과 시험에 의존한다. 다만 총면적을 증가시키므로써 윤활유 소모율을 종전의 50% 수준으로 감소시킨 연구보고는 있다.

피스톤핀의 축의 위치로부터 piston crown까지의 높이, 즉 compression height는 실린더 내경의 0.45-0.9배의 범위내에서 정하되, 디젤엔진의 경우가 개솔린 엔진에 비하여 약간 더 높다. 피스톤 하단으로부터 oil ring까지의 높이, 즉 piston skirt는 실린더 내경의 0.5-1.1배의 범위에서 정한다. 피스톤이 길수록 피스톤의 상하운동이 안정적으로 되고 윤활유 소모율은 감소한다. 그러나 엔진의 경량화 및 진동의 감소를 위하여는 피스톤이 짧을수록 좋으므로 설계상의 타협이 필요하다. 피스톤의 길이와 실린더 내경의 비는 0.7-2.3의 범위이며, 1.1 정도를 많이 쓴다.

피스톤과 실린더 라이너 사이의 틈새를 너무 좁히면 piston seizure의 위험이 증대한다. 반면에 piston skirt에서는 틈새를 줄여서 소음을 감소시키고 그 대신에 마찰손실의 증가를 감수하는 것이 통례이다. 피스톤은 운전중의 열팽창의 영향을 보상하기 위하여, 피스톤 핀 방향보다 thrust 방향의 직경이 20 micron 정도 크도록 ovality를 주며, 아울러 piston

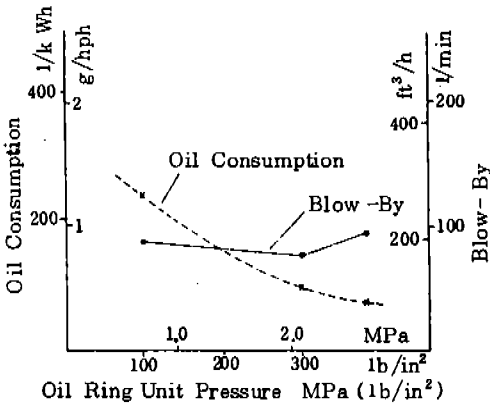


그림 4.7 Oil Ring 면압의 영향

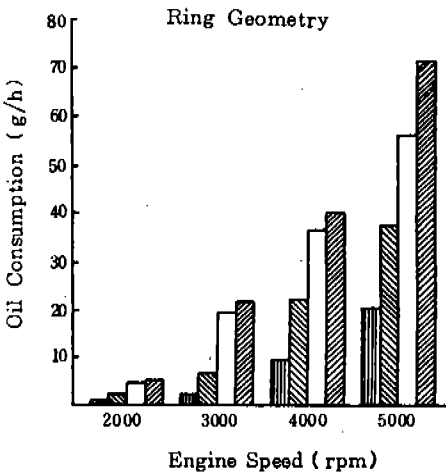


그림 4.8 Oil Ring 단면형상의 영향

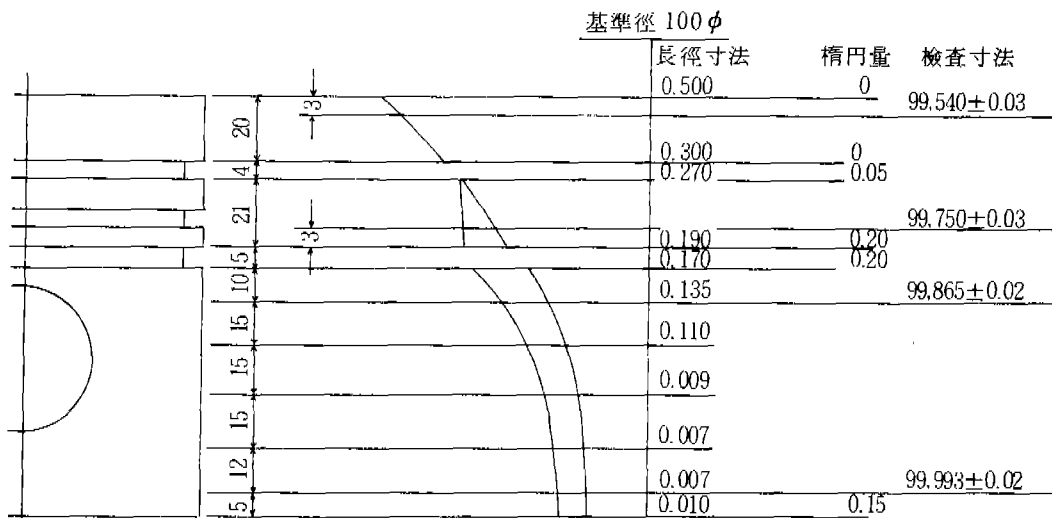


그림 4.9 Piston Profile

crown 쪽이 skirt 부에 비하여 더 큰 열팽창의 여유를 갖도록 그림 4.9 와 같이 piston profile 을 만들어 준다. 피스톤의 thrust side 에서의 면압을 감소시키는 방안으로는 piston pin 을 anti-thrust side 에로 0.1-0.6 mm 정도 off set 시키는 수가 있다.

들어

$$\begin{aligned}
 y(0) &= y'(0) = y''(0) = 0 \\
 y(1) &= h \quad \dots\dots\dots (23) \\
 y'(1) &= y''(1) = 0
 \end{aligned}$$

을 부여하여 보면 아래와 같은 캠 곡선의 식이 얻어진다.

$$y = h(10x^3 - 15x^4 + 6x^5) \dots\dots\dots (24)$$

5. 캠축의 윤활

5-1 캠 곡선의 형상

흡기밸브 및 배기밸브의 캠 곡선은 base circle 로부터의 반경 방향의 높이 y 를 캠 각도의 함수로 나타냄으로써 정의할 수 있다. 밸브가 열리는 기간 또는 닫히는 기간을 택하여, 이 기간의 시작점과 종료점에서의 캠 각도에 선형변환을 행하여 새로운 좌표인 x 좌표를 정의함으로써, 시작점에서는 x = 0, 종료점에서는 x = 1 이라 하자. Polydyne cam 이란 y 를 x 의 다항식으로 표시한 캠 곡선을 말한다. 다항식의 표시방법에는 여러가지가 있겠지만, 예를 들어 valve life 가 h 인 경우에

$$y = h(a + bx + cx^2 + dx^3 + ex^4 + fx^5) \dots\dots\dots (22)$$

실제엔진의 설계시에는 식(23)에서 부여한 경계조건만으로는 불충분하고, tappet 가 캠 곡면으로부터 jump 하여서는 안되며, 아울러 캠과 tappet 표면사이의 접촉응력이 허용응력의 범위내에 들어야 한다. 캠 곡면과 tappet 사이에 계속적인 접촉을 유지하기 위하여는, 스프링 상수를 크게 하고, 아울러 스프링에 precompression 을 주면 가능하다.

그러나 스프링의 반력이 클수록 캠과 tappet 표면사이의 접촉응력도 커지므로, valve train 의 설계조건은 매우 까다로운 셈이다. 캠과 tappet 사이의 접촉응력은 Hertz stress 라 하여 아래와 같이 계산한다.

$$\sigma = 0.59 \sqrt{\frac{W}{rt(1/E1 + 1/E2)}} \dots\dots (25)$$

의 5 차식을 상정하고 경계조건으로써는 예를 여기서, W 는 캠과 tappet 사이의 압축력

$r$ 은 캠 곡면의 곡률반경

$t$ 는 캠의 폭

$E1$  및  $E2$ 는 탄성 계수

인데, 실제 엔진에서의 압축력은 valve train dynamics에 의하여 동역학적으로 계산하여야 하겠다.

Polydyne cam의 식으로는 식(24) 대신에

$$y = h(c_0 + c_2x^2 + c_4x^4 + c_px^p + c_qx^q + c_rx^r + c_sx^s) \dots\dots\dots (26)$$

의 형태를 취하도록 한 연구가 많이 이루어졌으며, 이에 알맞는 경계조건으로서는 식(23) 이외에, 캠과 tappet사이의 접촉이 계속 유지된다는 조건이 만족되어야 한다. 식(26)에서  $p, q, r, s$ 의 값은 여러가지가 있으나, 16, 18, 20, 22를 취하여 계산한 예가 있다. 최근에 개발되는 고부하 디젤엔진의 캠 곡선은 엔진 회전수가 정격회전수의 150%로 회전할때까지 jump가 일어나지 않도록 over-speed 시험에 합격하는 것을 설계조건으로 하고 있다.

윤활유 온도가 상승한 뒤에 엔진이 저속으로 운전되면 캠 부위로부터 소음이 발생할 수 있다. 이것은 유막두께가 얇아지기 때문이며, 심한 경우에는 pitting이 발생할 수 있다. Dowson의 elasto-hydrodynamic 윤활 이론에 의하면, 유막두께의 계산식은 다음과 같다.

$$h_{min} = 1.6r(\alpha E')^{0.6}(\mu u/E'r)^{0.7} (E'r/W)^{0.13} \dots\dots\dots (27)$$

여기서  $W, r, t$ 는 식(25)에서 기호설명한 바와 같고,  $\mu$ 는 윤활유의 점성계수이며,  $u$ 는 캠 곡면상에서의 tappet의 진행속도이고,  $\alpha$ 는 윤활유의 유속에 따르는 압력지수이다. 실제 엔진의 윤활유에서  $\alpha$ 값은 0.2 정도이다. 또한  $E'$ 은 캠과 tappet의 표면이 서로 접촉할때에 정의되는 동가 탄성계수로서, 아래의 식에서 구한다.

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left( \frac{1-\sigma_1^2}{E1} + \frac{1-\sigma_2^2}{E2} \right) \dots\dots\dots (28)$$

충분한 유막두께를 확보하기 위하여는 캠 곡

면상에서의 진행속도는 최소한  $5.5 \text{ mm/rad}$ 이 될것이 추천되고 있다. 실제엔진의 저속 운전 구간에 대하여 유막두께를 계산한 결과는 캠과 tappet의 표면조도의 합보다 약간 더 커야 하며, 대체로 3micron 이상이면 된다.

5-2 캠의 재질

캠 및 tappet의 failure mode에는 세가지가 있다. 그중의 첫째는 pitting으로서, 금속 표면간의 접촉응력이 피로한계에 달하였을때에, 금속표면으로부터 가까운 거리에 있는 내부층에서 최대 전단응력이 작용하는 단면 사이에 균열이 일어나기 시작하면서 시작된다. 이를 억제하기 위하여는 chill cast iron을 재질로써 채택하거나, 또는 induction hardening 및 tempering에 의하여 금속표면에 carbide 조직을 만드는 방안이 널리 채택되고 있다. 표면처리에 따르는 Rockwell 경도의 범위는 45-58 정도인데, 캠과 tappet의 재질의 조합에 따라 경도 관리의 한계치가 달라진다. 금속표면에 chill 조직을 만들어 줄때에는 냉각속도를 세심하게 관리하지 않으면 carbide 대신에 graphite가 생성된다는 보고가 있다. 또한 carbide 입자가 미세하여야 하므로 chill cast 및 기계 가공시에 각별한 주의를 요한다.

최근에는 tufriding에 의하여 pitting을 상당히 억제할 수 있다는 연구결과가 있다. 둘째는 scuffing에 의한 기능상실로서, 윤활유의 공급이 부족한 경우 잘 일어난다. 이것은 유막두께 및 표면조도의 밀접한 관계가 있으며, 금속표면에 carbide 또는 ceramic 성분이 존재함으로써 억제가 가능하다. 셋째로는 정상적인 마모로서, 윤활유 공급유량, 윤활유의 청정도, 금속표면간의 접촉응력 및 표면조도의 영향을 받는다. 높은 접촉응력을 수반하는 설계를 채택할 경우에는 표면조도를 1 micron 이내로 제한할 필요가 있다. 마모가 심한 설계에서는 윤활유에 청정분산제 이외에도 ZDP 등의 anti-wear additive를 첨가할 수 있다.

캠축의 재질로는 chill cast iron을 쓰고, 이

를 침탄 및 고주파 열처리한 steel tappet 와 짝을 지어 쓰는 예는 많다. 고부하 디젤 엔진에서는 단조소재 캠축에 고주파 열처리를 행하고 이를 chill cast tappet 와 조합하여 쓰는 예도 보편화 되어 있다. 승용차용 엔진에서는 캠과 tappet 를 모두 표면경화한 주철로서 사용한 경우도 흔하다. 양쪽 다 chill cast iron 을 사용한 예도 약간은 발견된다. 실제 엔진의 캠 및 tappet 의 재질선정은 실제 엔진의 시험을 통하여 확인하는 수밖에 없다. 엔진의 윤활 부분에 소요되는 재질의 내마모성의 시험법에는 ASTM G83-83 에 규정된 Crossed Cylinder Test, ASTM G 77-83 에 규정된 Block on Ring Test, ASTM D-3702 를 개량한 Thrust Washer Test 등이 있으며, 실제 운전조건에 가까운 시험법으로는 Valve Gear Test Rigs 및 Motorized or Firing Engine Tests 가 있다.

### 참 고 문 헌

1. Charles F. Taylor, The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, MIT Press (1980).
2. V.L. Maleev, Internal Combustion Engines, Theory and Design, McGraw-Hill.
3. SAE Handbook, Volume 3, SAE (1985).
4. 장병주, 내연기관공학, 학문사 (1984)
5. Joseph E. Shigley, Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill (1977).
6. P.H. Black and O.E. Adams, Jr., Machine Design, McGraw-Hill (1981).
7. D.F. Wilcock and E.R. Booser, Bearing Design and Application, McGraw-Hill (1957).
8. A. Cameron, The Principles of Lubrication, John Wiley (1967).
9. J.F. Booker, Dynamically Loaded Journal Bearings: Numerical Application of the Mobility Method, Trans. ASME, J. of Lubr. Techn., Vol. 93, Series F, No. 1 (1971).
10. M.I. Michael, et. al., Trends in Lubrication of Heavy Duty Off-Highway Equipment, Paper No. 852214, Proc. of the 3rd IPC. Vol. 2 (1985).
11. R.D. Hercamp, Premature Loss of Oil Consumption in a Heavy Duty Diesel Engine, SAE Paper No. 831720, presented at SAE Fuels and Lubricants Meeting (1983).
12. J.A. McGeehan, Effect of Piston Deposits, Fuel Sulfur and Lubricant Viscosity on Diesel Engine Oil Consumption and Cylinder Bore Polishing, SAE Paper No. 831721, presented at SAE Fuels and Lubricants Meeting (1983).
13. D.A. Parker and D.R. Adams, Friction Losses in the Reciprocating Internal Combustion Engine, I. Mech. E. Tribology Conference (1982).
14. R. Munro and W.J. Griffiths, Diesel Piston Design and Performance Prediction, 11th Int'l Congr. on Combustion Engines, CIMAC (1975).
15. R. Munro, Blow-by in Relation to Piston and Ring Features, SAE Paper No. 810932 (1981).
16. S. Furuhashi, et. al., Piston Ring Motion and its Influence on Engine Tribology, SAE Paper No. 790860 (1979).
17. M. Hanaoka and S. Fukumura, A Study of Valve Train Noises and a Method of Cam Design to Reduce Noise, SAE Paper No. 730247 (1973).