

Engine Piston Ring의 潤滑特性(第 1 報)

金世喆*

鄭材鍊

全北大 大學院

全北大 工大 精密機械工學科

조시기

文尤植

아세아자동차 기술연구소 (株)油公 울산연구소

1. 序論

産業成長과 더불어 國內 자동차 産業이 급속도로 발전하고 있는 것이 현실이다. 이와 관련하여 內燃機關의 研究 및 開發 向上에 대한 요구가 그 어느때 보다도 절실한 시점에 와있는것이 우리의 실정이다. 現在 內燃機關에 있어서의 研究開發의 最大目的은 기관의 性能向上에 있다. 이러한 效果를 얻기위해서는 여러가지 方法이 있으나 그 運動部分에서 摩擦損失을 적게 하기위한 努力을 경주하여야 함은 말할나위가 없다. 특히 자동차용 engine은 실린더의 크기가 작고 슬라이딩면의 면적이 비교적 크며, 저출력에서의 사용 빈도가 크기 때문에 摩擦 損失이 차지하는 비율이 높다. Engine의 마찰 손실은 저부하 일수록 손실이 크며 이부분에서의 최대 손실은 engine 전체 손실의 약 50%까지 도달하고, 그중에서 摩擦 損失의 30 - 50%를 engine의 piston ring과 cylinder 사이의 마찰력이 차지하는 것으로 알려지고 있다.

최근의 연구 동향을보면 D. Dowson, B. L. Ruddy, and P. N. Economou들은 piston ring의 동적 윤활론에 의한 마찰력을 계산하여 탄성유체윤활 영역에 있는것으로 주장하였으며, L. L. Ting은 이론해석과 실험적 연구를 통하여 摩擦 測定, 摩擦 減少, 潤滑, 그리고 오일 소모의 분야에서의 piston ring tribology의 關係를 규명하였고, S. M. Rohde는 engine 구조 요소의 마찰 모드에 있어서 마찰계수와 무차원 파라미터를 사용하여 그림1과 같은 스트라이백 선도를 제시하고 있다.

이러한 시점에서 우리는 Engine의 性能 向上을 도모하는것이 자동차 産業의 發展에 있어서 중요한 과제임을 파악할 수 있다. 그러므로 本 研究에서는 engine의 潤滑特性을 明確하게 규명하여, 'engine의 性能向上을 피하기위한 일환으로 一次의으로 piston ring과 cylinder사이의 摩擦力을 正確히 측정하고자 함을 그의 目的으로 하였다.

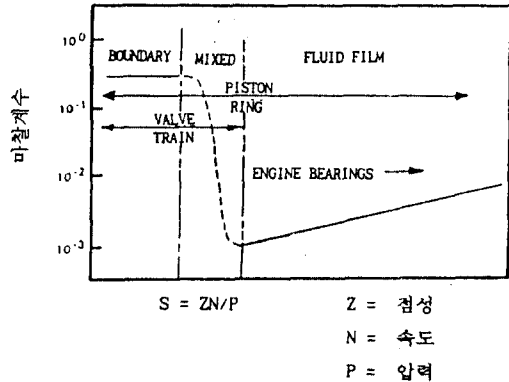


그림1. 엔진 구조 요소의 마찰 모드에 있어서의 스트라이백 선도

2. 實驗裝置 및 實驗方法

本 實驗에서 사용한 실험용 cylinder 및 hydraulic static bearing, Piston의 재질, 硬度, 表面거칠기 등을 그림 2에 나타낸다. piston ring과 cylinder는 線接觸 運動을 하고 있다. 本 實驗에 使用한 piston 과 piston ring은 시판되고있는 상업용을 이용하였으며 그밖의 부속 장치들은 piston의 規準을 기준으로 하여 製作 하였으며, 특히 이 실험장치에서는 cylinder와 piston ring 사이의 마찰력을 精確하게 측정하기 위하여 油壓 靜壓 Bearing을 製作하여 設置하였다. 그림3에 實驗裝置의 개략도를 나타내며, 또한 制御 및 測定系統의 블록다이어그램을 그림4에 나타낸다. 그림3에서 Cylinder 수는 단일린더기관(single cylinder engine)에 상당하는 형식이 되고 있으며, 유압펌프에서 정압베어링까지 高壓 油壓 호스를 이용하여 油壓油를 供給하였으며, cylinder를 고정시키는 역할뿐만 아니라 cylinder와 piston ring사이의 摩擦力外에는 거의 다른 摩擦力을 除去한다. oil hydraulic static bearing의 연결부분은 그림3의 ㉠에 orifice를 설치하여 高壓의 油

| | Cylinder | Hydraustatic Bearing | Piston Ring |
|------|------------------------------|------------------------------|-----------------------------|
| 재 질 | S45C | S45C | FCD, Cr코팅 |
| 경 도 | HB 200-270 | HB 207 - 285 | H _R B 95-107 |
| 표면형상 | 1.8 μ m R _{max} | 2.2 μ m R _{max} | 1.6 μ mR _{max} |

그림2. Cylinder, Hydraustatic Bearing, Piston Ring의 성상

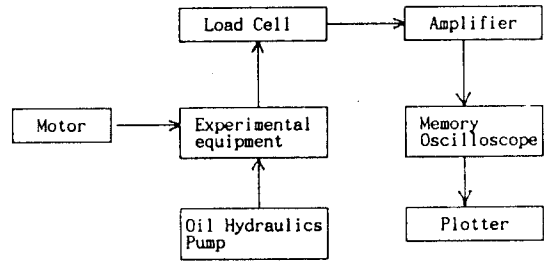
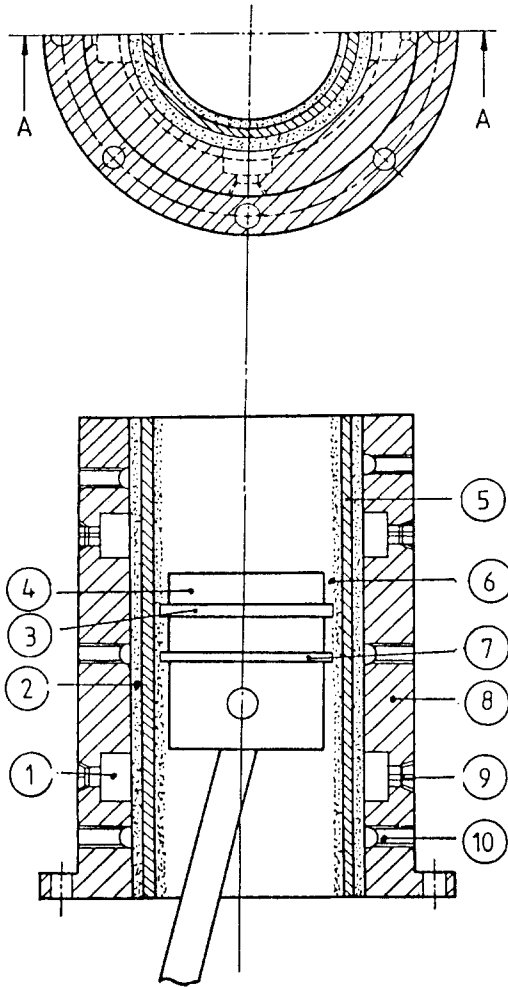


그림4. 측정계통도



1. Pocket
2. Film thickness
3. Piston Ring
4. Piston
5. Cylinder
6. Film thickness
7. Film thickness
8. Hydraustatic Bearing
9. Orifice
10. drain port

그림 3. 실험장치의 개략도

壓油가 분사되어 cylinder를 지지할 수 있도록 製作 하였으며, 軸對稱으로 4方向에서 油壓油가 供給 되도록 하였으며 이를 上下 2列로 配置 시켰다. 따라서 力學的으로 Radical force가 零으로 되도록 하였다. 그러한 結果로서 ㉔와 같은 유막이 形成 되어지고 있다. 주입된 oil의 排出을 위하여 그림3의 ㉑과 같이 6개소의 배출구를 設置하였다. 기존의 engine에서는 커넥팅 로드를 크랭크 샤프트에 연결하였으나 본 實驗 裝置에서는 피스톤의 行程거리의 變化를 主 고자 커넥팅 로드를 크랭크 샤프트에 연결하지 않고, 크랭크 샤프트 대응으로 회전원판을 製作하여 회전원판 상에서 行程거리를 調整할 수 있도록하여 커넥팅 로드를 연결시켜서 行程거리의 變化를 自由롭게 調整 할 수 있도록 하였다. 피스톤의 速度, 즉 피스톤의 단위 시간당 運動 거리의 變化를 主기 위하여 회전원판에 연결된 축과 모터의 축에 사용된 pulley의 직경비를 利用 하였다. 유압 펌프에서 정압베어링 까지 고압 유압 호스를 이용하여 油壓油의 壓力을 變化시켜 油膜의 剛性을 變化시키도록 하였다. piston ring과 cylinder사이의 摩擦力을 測定 하기 위하여 cylinder상단 中央에 브라켓을 設置하여, 그 中央 중심선상에 Load Cell을 設置하였으며, piston ring과 cylinder사이의 摩擦力 測定 系統圖을 그림4에 나타낸다. piston ring과 cylinder사이에 사용한 潤滑油는 Paraffin계 기유 150N을 사용하였으며, 점도가 40°C일때 28.8cSt이고, 100°C일때 5.13cSt이며 점도 지수는 107이다. 급유는 1.5m 높이를 갖도록 기름통을 위치하여 비닐튜브를 통하여 piston ring과 cylinder사이에 분사시켰다. 유압 펌프에서 정압베어링과 cylinder사이에 공급되는 작동유는 VG 32 Grade에 상당하는것을 사용하였다.

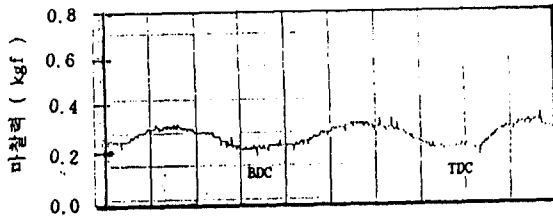
이와같이 給油가 양호하게 된 상태에서 모터를 구동시킨 다음 piston ring과 cylinder사이의 摩擦力

測定은 cylinder상단 中央의 브라켓에 설치한 Load Cell에 의하여 증폭기와 메모리 오실로스코프에 연결한 상태에서 零點을 조정한 다음 實驗 裝置를 作動하여 回轉數, 壓力, 行程거리의 變化를 준 狀態에서 各 各의 實驗結果를 Load Cell를 통하여 檢出하여 메모리한 測定값을 플로터를 통하여 出力시켰다.

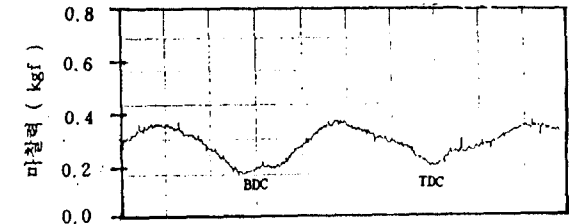
本 實驗에서는 정용량 펌프에서 Hydraulic static bearing에 連結된 高壓 油壓 호스에 의하여 Hydraulic static bearing과 cylinder사이의 壓力變化를 20 kgf/cm² - 50kgf/cm²로 變化를 주었으며, 回轉數는 700 - 1100rpm으로 變化시켰으며, 行程거리를 60 - 100mm로 變化시켜 가면서 實驗을 行하였다. 本 實驗에서는 신제품의 Piston Ring을 約 15時間 初期運轉하여 표면이 잘 다듬어진 狀態下에서 摩擽力을 測定하였다.

3. 實驗結果 및 考察

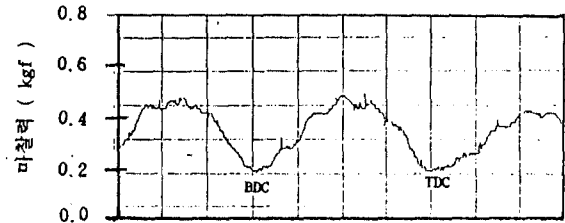
그림5에서는 回轉數의 變化에 의한 摩擽力을 把握하기 위하여 行程거리 60mm이고, 正압베어링에서의 壓力는 40kgf/cm²로 定한 運轉條件下에서 回轉數를 800rpm, 900rpm, 1000rpm으로 變化시켜 가면서 摩擽力의 크기 變化를 測定한 結果이다. 回轉數의 증가에 의한 摩擽力의 증가는 行程전반에 걸쳐서 보이며, 上사점과 下사점에서 순간적인 速度가 零이 되기때문에 摩擽力이 최소값이 되는것을 보여주고 있으며 低速 보다는 高速에서 摩擽力의 증가의 영향이 커짐을 알 수 있다. 이러한 이유로서는 그림 1에서도 나타난바와 같이 두面間의 潤滑形態가 流體潤滑領域에 있음을 意味하게 된다. 따라서 摩擽力이 거의 油膜의 剪斷力에 依存되어 나타나는것으로 고려된다. 流體潤滑領域에서는 摩擽力의 크기는 速度에 比例한다는 사실을 實驗을 통하여 보여주고 있다.



(a) 800rpm



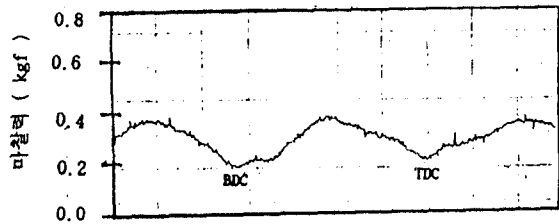
(b) 900rpm



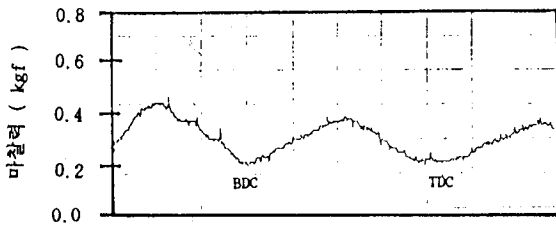
(c) 1000rpm

그림5. 回轉數의 變化에 따른 摩擽力의 크기
(行程거리: 60mm, 正壓 베어링 壓力: 20kgf/cm²)

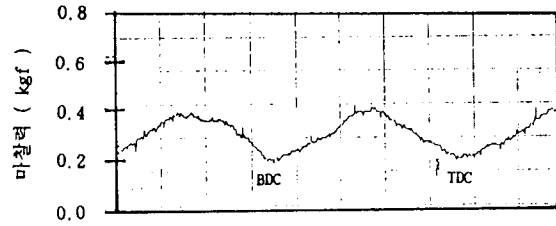
그림6에는 行程길이 變化에 대한 摩擽力의 크기를 나타낸다. 正壓베어링의 壓力 40kgf/cm², 回轉數 900 rpm으로 定한 狀態下에서, 行程길이를 60mm, 70mm, 80mm로 變化를 주었으며, 이에따른 摩擽力크기는 長行程일 경우에 약간 크게 나타나나, 전체적인 傾向은 큰 차이가 없이 近似한 傾向을 나타내주고 있다.



(a) 60mm



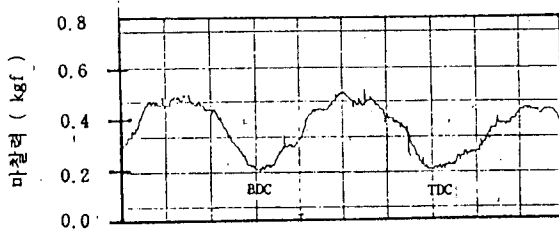
(b) 70mm



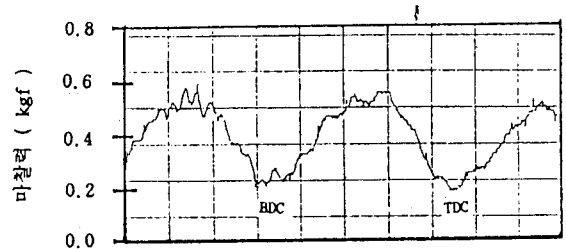
(c) 80mm

그림6. 행정거리의 변화에 따른 마찰력의 크기
(정압 베어링 압력 : 20kgf/cm², 회전수 : 900rpm)

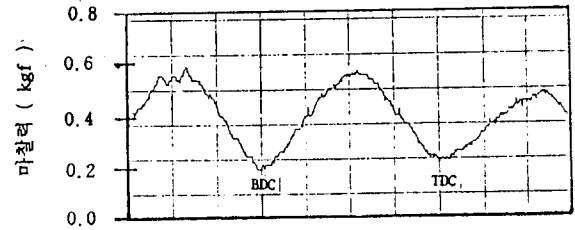
정압베어링에서 cylinder에 분사되는 Oil의 壓力變化에 의한 摩擦力의 크기를 그림7에서 나타낸다. 회전수를 1000rpm로 一定하게 주었으며, 行程거리 80mm 狀態에서의 20kgf/cm² - 40kgf/cm²까지의 壓力에 따른 마찰력을 비교하여 보면 壓力이 약 40kgf/cm² 前後에서는 摩擦力의 振動現狀이 현저하게 감소하여 부드러운 形態를 나타내주고 있는데 이것은 油膜의 Stiffness가 크게 작용한 것으로 추측할 수 있다. 이에 비하여 20kgf/cm², 30kgf/cm²의 경우는 약간의 振動現狀이 나타나 불안정한 形態로 나타남을 알 수 있었다.



(a) 20kgf/cm²



(b) 30kgf/cm²



(c) 40kgf/cm²

그림7. 압력 변화에 따른 마찰력의 크기
(회전수 : 1000rpm, 행정거리 : 80mm)

4. 結論

자동차 産業의 發展에 있어서 piston ring과 cylinder사이의 摩擦 損失을 줄이는것이 Engine性能의 向上이라는 측면에서 볼때 끊임없이 계속 되어져야 할 커다란 必要性을 갖고있다. 따라서 本 實驗에서는 Engine의 摩擦力의 變化를 正確히 測定하여 Piston Ring과 Cylinder사이의 潤滑特性을 明確하게 分析하여 Engine의 性能向上을 도모하기위한 기초 자료를 얻고자 하였으며 그의 內容을 要約하면 다음과 같다.

1. Hydraulic static bearing을 이용하여 Engine 내의 piston ring과 cylinder사이의 摩擦力을 동적인 運轉狀態에서 效果的으로 測定하기 위하여 實驗 裝置를 設計 製作 하였으며, 이 實驗裝置를 利用하여 piston ring과 cylinder間의 摩擦力을 精確히 측정할 수 있다는 확인을 하였다.

2. 實驗範圍內에서 回轉數가 增加하면, piston ring과 cylinder 사이의 摩擦力이 增加하는 事實을 확인하였으며, 이는 이부분의 潤滑形態가 충분히 발달된 流體潤滑領域에 있음을 확인 하였다.

3. 本 研究의 實驗範圍內에서 Hydrostatic bearing의 壓力이 약 40kg/cm² 정도일때, bearing의 stiffness 가 양호하여 이영역에서 Engine의 摩擻力을 測定하는 것이 效果的임을 확인 하였다.

5. 參考文獻

- (1) L.L. Ting., " A Review of Present Information on Piston Ring Tribology" 1985 Society of Automotive Engineers
- (2) P.N Economou, D.Donswon and A.J.S.Baker, " Piston Ring Lurication - Part 1. The Historical Development of Piston Ring Technology", ASME Publication, 1979, pp. 1 - 22
- (3) S. Furuvara and S. Sasaki, " New Device for the Measurement of Piston Frictional Force In Small Engine " SAE Paper 831284
- (4) D.Donswon, B.L Ruddy, and P.N.Economou "The elastohyodynamic lubrication of piston ring" Proc. R. Soc.Lond A 386., 1983, 409 - 430
- (5) 鄭材鍊 "Piston Ring과 Cylinder 사이의 潤滑 " 아시아 기보3호 1989, pp 103 - 117

- (6) B. L. Ruddy, P. N. Economou and D. Dowson " A review of studies of piston ring lubrication " Paper 4(i)
- (7) D. Dowson and G. R. Higgison, " Elastohydrodynamic lubrication " Oxford (1977)
- (8) R. Gohar " Oil film thickness and rolling friction in ehd point contact ". J. Lub. Tech. 93. Series F, No. 3(1971)
- (9) A. Cameron " The Principles of lubrication" Longman London, 1956.
- (10) L. G. Houpert and B. J. Hamrock, " Fast Approach for Calculating Film Thicknesses and Pressures in Elastohydrodynamically lubricated Contacts at High Loads " Journal of Tribology, 1986, Vol.108
- (11) D. Dowson , G. R. Higgison and B. L. Ruddy, "The elastohydrodynamic lubrication of piston ring " Proc. R. Soc. Lond. A386, 409-430(1983)