

엔진 윤활 시스템에서 오일 압력 변동의 영향

The Effect of Oil Pressure Fluctuation on the Engine Lubrication System

윤 정 의*, 전 문 수**
Jeong-eui Yun, Mun-soo Chon

ABSTRACT

The connecting rod big-end bearing is one of the most heavily loaded components of the lubrication system of high-speed combustion engines. The supply oil flow has to pass to the main bearing and the rotating crankshaft before entering the connecting rod bearing. It is common knowledge that the centrifugal forces due to the crankshaft rotation influence the oil flow to connecting rod bearing through the oil supply bore, especially, when the oil supply system to the connecting rod bearing has a 180° circumferential groove via a single drilling in the crankshaft. In this case, it should be confirmed that the groove oil pressure in the main bearing is sufficient to overcome these centrifugal forces. For the purpose, the dynamic oil pressure before entering oil supply bore to the connecting rod bearing was measured instead of averaged oil pressure in main gallery. Experimental test results show that the dynamic oil pressure in the oil groove was more useful than that of main gallery. And it was also found that the oil pressure fluctuation in the groove was sensitively affected by the reduction of the main bearing clearance.

주요기술용어 : Engine lubrication system(엔진 윤활계), Oil pressure fluctuation(오일 압력 변동), Main bearing(메인 베어링), Connecting rod bearing(커넥팅 로드 베어링)

1. 서 론

엔진의 윤활 시스템 설계시 설계자가 가장 민감하게 고려해야 될 부분은 운전중 윤활유의 동적 거동에 대한 예측이다. 특히 엔진 윤활 시스템의 내구 검증 과정에서 베어링 표면의 국부적인 파손 및 기타 오일 관련 부품의 비정상적인 거동 등 설계 과정에서 예측하지 못한 현상이 나타났

을 때 그 원인을 찾아내는 일은 설계자가 자주 겪게 되는 어려움 중의 하나이다.

또한 최근에는 엔진 개발이 고출력화, 소형화 및 알루미늄 블록 채택 등과 같은 경량화를 추구하면서 커넥팅 로드 베어링의 지나친 마모 및 손상이 자주 나타나는 것으로 보고되고 있으며, 그 주요 원인으로 오일 점도 및 에어레이션(Aeration), 부적절한 베어링 재질의 선정으로 인한 커넥팅 로드의 강성 및 국부적인 변형, 커넥팅 로드 베어링 오일 공급관 최적화 부족 등이 지적되고 있다.^{1,7)} 따라서 이러한 여러 발생 원인을 규명하기

* 회원, 동해대학교 자동차공학과

** 회원, 대우자동차 기술연구소

위하여 베어링 파손의 원인으로 의심되는 변수를 바꾸어 가면서 운전중 베어링의 유막 두께 변화를 측정하거나 베어링 표면의 온도를 측정하는 방법 등이 제시되고 있다.^{8,9)}

일반적으로 커넥팅 로드 베어링 표면의 유막은 메인 베어링에서 공급되는 오일에 의해 형성되며, 이 유막에서 발생하는 압력에 의해 하중을 지지해줌으로써 베어링 본래의 제 기능을 수행하게 된다. 그러나 엔진이 고속으로 운전되는 경우, 크랭크 축의 회전 운동으로 인하여 커넥팅 로드 베어링 오일 공급관에 작용하는 원심력이 증가되어 커넥팅 로드 베어링으로의 오일 공급이 중단되는 현상이 발생할 수도 있게 된다. 특히, 메인 베어링에서 커넥팅 로드로 공급되는 오일 공급 시스템이 연속적인 공급 시스템이 아닐 경우 이러한 현상은 쉽게 관찰될 수 있다.¹⁰⁾

따라서 본 연구에서는 커넥팅 로드 베어링의 손상과 관련하여 엔진의 운전 조건 변화에 따라 커넥팅 로드로 공급되는 압력의 동적 변동에 대한 해석을 수행하고, 이러한 압력 변동을 효과적으로 제어하기 위하여 오일 공급 압력 및 메인 베어링 간극 변화에 영향 등을 살펴보았다.

2. 연구 배경

일반적으로 승용차용 가솔린 엔진의 메인 갤러리 오일 공급 압력은 최대 운전 속도 영역에서 400~500kPa 정도로 설정하여 적절한 압력 수준을 유지하면서 메인 베어링으로 공급될 수 있도록 설계한다. 이와 같은 오일 공급 선정에 영향을 미치는 주요 변수 중의 하나는 운전 중 메인 베어링으로부터 커넥팅 로드 베어링으로 공급되는 오일 공급관내의 압력이 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 크랭크 축의 회전 운동에 의한 원심력으로 인하여 포물선 형태로 분포하기 때문이다.^{3,5)}

따라서 메인 베어링으로부터 커넥팅 로드 베어링으로 오일을 원활하게 공급해 주기 위해서는 식 (1)에 나타낸 바와 같이 커넥팅 로드 베어링 오일 공급관 입구인 메인 베어링 내의 그루브

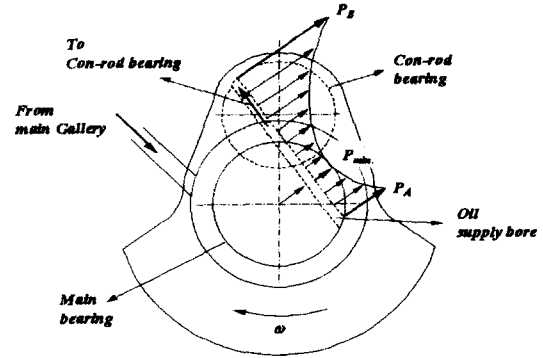


Fig. 1 Oil flow and pressure variation from main gallery to connecting rod bearing

오일 압력(P_C)이 메인 저널 내에 있는 커넥팅 로드 베어링 오일 공급관으로 들어갈 때의 원심 가속에 의한 압력(P_A), 오일 공급관내의 원심력 차이로 인한 압력 강하 (ΔP_C) 및 관로 손실(P_f) 등을 극복할 수 있을 정도의 압력으로 공급되어야 한다.^{5,10)}

$$P_G \geq P_A + \Delta P_C + P_f \quad (1)$$

$$P_A = \frac{1}{2} \rho \omega^2 r_A^2 \quad (2)$$

$$\Delta P_C = (P_A - P_{min}) = \frac{1}{2} \rho \omega^2 (r_B^2 - r_{min}^2) \quad (3)$$

여기서 ρ 는 오일의 밀도이며, r_A 및 r_{min} 는 각각 크랭크 중심 축으로부터 메인 저널 및 크랭크 중심 축과 오일 공급관 사이의 최소까지의 거리이다. 식 (1)에서 알 수 있듯이 커넥팅 로드 베어링 오일 공급관 내의 오일 압력은 엔진 회전수의 제곱에 비례하여 증가하므로 고속 운전 영역이 저속 운전 영역에 비해 상대적으로 높은 공급 압력이 필요하다는 것을 알 수 있다.

커넥팅 로드 베어링으로 오일을 공급하기 위한 오일 그루브 내의 평균 압력은 상대적으로 충분히 큰 용량을 가진 메인 갤러리의 공급 압력에 지배를 받게 된다. 그러나 엔진이 고속으로 운전함에 따라 그루브 내 오일 압력은 메인 저널 센터의 상대적인 편심 운동과 그루브로부터 커넥팅

로드에 오일을 공급하는 유로 입구의 빠른 이동 등으로 인해 급격히 변동하게 된다. 특히 메인 베어링의 그루브 내 오일을 360° 연속적으로 커넥팅 로드 베어링으로 공급하는 시스템을 채택하지 않은 엔진의 경우, 그루브 내 오일 압력의 동적 거동은 더욱 심한 변동을 보이게 된다. 또한 메인 갤러리로부터 그루브로 공급되는 오일의 평균 압력이 충분한 경우에도, 한 사이클 내에 그루브 내 오일 압력의 급격한 변동으로 인하여 그루브 내 순간 오일 압력이 식 (1)을 만족하지 못하는 순간이 발생하면 커넥팅 로드 베어링은 기존에 갖고 있던 오일만으로 피스톤을 통해 가해지는 하중 및 관성력을 지탱해야 하며 이러한 오일 공급 중단 기간이 길어질 경우 베어링의 파손을 초래할 수 있다.

이와 같은 관점에서 본 연구에서는 운전 조건 변화에 따른 그루브 내 오일 압력의 동적 거동을 측정하기 위하여 메인 갤러리 및 메인 베어링 내의 그루브 내 오일 압력을 측정하였다. 또한 이러한 압력 변동의 제어를 위해 이 메인 갤러리의 오일 공급 압력과 베어링 간극을 조정하면서 그루브 내 오일 압력의 동적 거동을 관찰하였다.

3. 실험 장치

Fig. 2는 엔진 오일 회로 내의 압력을 측정하기 위한 실험 장치를 나타낸다. 실험에 사용된 엔진의 오일 회로는 180° 동안만 커넥팅 로드 베어링으로 오일이 공급되는 시스템으로 운전 중 메인 갤러리 및 메인 베어링 내의 오일 그루브 내 압력 변동을 측정하기 위해 각 그루브에 압력 센서(XT-152B-190-300G, Kulite)를 설치하였을 뿐만 아니라 엔진 윤활 회로 내의 전반적인 모니터링을 위해 오일 펌프 입출구, 오일 필터 전후단, 헤드 갤러리 등에 동일한 압력 센서를 설치하였다. 또한 냉각수 및 오일 온도 컨트롤러를 설치하여 실험 조건을 일정하게 유지시켰으며, 공급 오일의 온도는 메인 갤러리에 설치한 열전대로부터 측정하여 정의하였다.

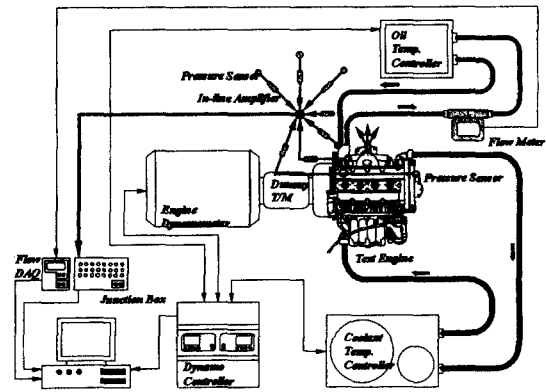


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

4. 실험 결과 및 고찰

Fig. 3과 4는 엔진을 2,000rpm 및 6,000rpm으로 운전하였을 경우 한 사이클 동안의 메인 갤러리 및 오일 그루브 내의 압력 변동을 측정된 결과이다. 선도에서 알 수 있듯이 메인 베어링의 그루브 내 평균 오일 압력은 오일 펌프로부터 메인 갤러리로 공급되는 오일 압력과 유사한 값을 나타내고 있다. 그러나 그루브 내의 오일 압력은 메인 저널 센터의 상대적 편심 운동과 커넥팅 로드 베어링 오일 공급유로 입구의 빠른 이동 등으로 인하여 메인 갤러리 내의 오일 압력에 비해 상대적으로 큰 변동을 보이고 있으며, 특히 Fig. 4에 나타낸 고속 운전 영역에서는 식 (1)에서 설명한 바와 같이 그 변동 폭이 매우 심하게 나타나고 있다. 이러한 현상의 주요 원인은 본 연구에 적용한 엔진의 커넥팅 로드 베어링 오일 공급이 180° 주기로 이루어진 시스템을 채택하였기 때문이다. 또한 선도에 나타낸 고속 운전 영역에서 그루브 내의 순간 오일 압력이 상당히 낮은 값을 보일 때도 있으며, 이러한 경우 그루브 내의 순간 오일 압력이 식 (1)을 만족하지 못하여 커넥팅 로드 베어링으로의 오일 공급이 중단되는 결과를 초래할 수 있다. 이러한 결과로부터 본 실험에 적용한 오일 회로 시스템의 경우, 커넥팅 로드 베어링으로의 원활한 오일 공급을 확인하기 위해서는 메인 베어링의 그루브 내 오일 압력의 동적 거동을

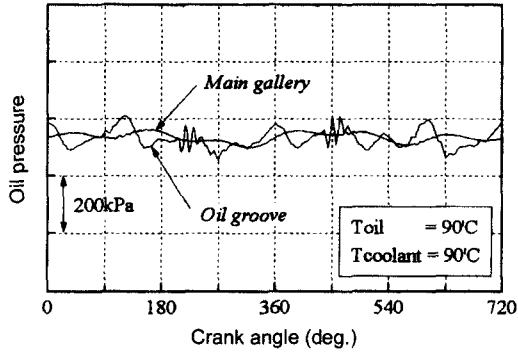


Fig. 3 Oil pressure variation in main gallery and oil groove at 2000rpm

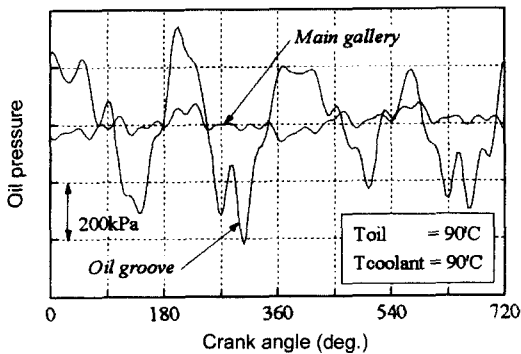


Fig. 4 Oil pressure variation in main gallery and oil groove at 6000rpm

측정하는 것이 매우 중요하다는 것을 알 수 있다.

한편 Fig. 5와 6에는 엔진으로 공급되는 오일의 온도를 90° 및 120°로 변화 시켰을 경우, 엔진 회전수의 변화에 따른 메인 갤러리 및 오일 그루브에서의 압력 변동 폭을 나타내었다. 선도에 나타낸 Max., Min 및 Mean은 각각 한 사이클 동안 오일 그루브 내의 압력 변동 값에 대한 최대, 최소 및 평균값을 의미한다. 또한 식 (2)를 이용하여 시험 엔진의 크랭크 샤프트 설계 값 과 사용 윤활유(SAE 10W40)의 밀도로부터 시험 엔진의 커넥팅 로드 베어링 오일 공급관 입구의 원심 가속에 의한 압력(P_A)을 계산하여 함께 나타내었다.

선도에 나타낸 바와 같이 메인 갤러리 및 그루브 내 오일의 평균 압력은 엔진 회전수 증가와 함께 비슷한 수준으로 증가하는 경향을 나타내고

있다. 그러나 오일 그루브 내의 압력 변동은 메인 갤러리에서의 압력 변동 특성과는 달리 공급 오일의 온도와 엔진의 회전수 변화에 민감하게 반응하고 있으며, 특히 고회전 운전 영역에서의 압력 변동 폭이 더욱 커지는 것으로 나타났다. 또한 이러한 압력 변동 폭의 증가 경향은 공급되는 오일 온도가 증가할수록 더욱 커지는 것으로 나타났다. 이는 메인 갤러리의 경우 용량이 충분하기 때문에 각부위로 공급되는 오일과 무관하게 일정한 압력을 유지할 수 있지만, 오일 그루브의 경우에는 상대적으로 용량이 부족하여 메인 베어링 및 커넥팅 로드 베어링으로 공급되는 오일량에 민감하게 반응하기 때문인 것으로 판단된다. 특히 본 실험에서 사용한 엔진의 경우에는 커넥팅 로드 오일 공급이 180° 주기로 이루어진 시스템이기 때문에 이러한 오일 압력 변동 현상이 360° 연속적으로 메인 베어링의 오일을 커넥팅 로드 베어링으로 공급하는 시스템을 채택한 엔

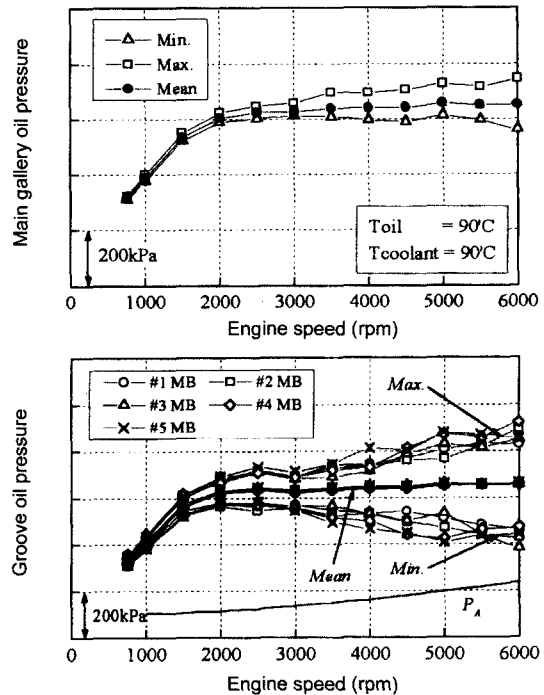


Fig. 5 Effect of engine speed on oil pressure fluctuation in main gallery and oil groove at 90°C oil temp.

진에 비해 상대적으로 큰 값을 보여주는 것으로 여겨진다. 또한 6,000rpm, 120°C 결과의 경우 오일 그루브 내의 최소 압력은 커넥팅 로드베어링 오일 공급관 입구의 원심 가속에 의한 압력을 겨우 극복하는 수준인 것으로 나타났다. 이러한 결과는 본 실험에 적용한 엔진과 같이 커넥팅 로드 오일 공급이 180° 주기로 이루어진 시스템일 경우, 고속 고온의 운전 조건에서는 커넥팅 로드 베어링으로 공급되는 오일이 특정 순간에 어려움을 겪을 수 있다는 것을 시사하며, 커넥팅 로드 베어링으로 오일을 원활하게 공급하기 위해서는 메인 베어링 내의 오일 그루브 내 압력 변동을 감소시킬 수 있는 방법을 모색할 필요가 있다.

Fig. 7은 오일 펌프의 오일 공급 압력과 메인 베어링 내의 오일 그루브 내 압력 및 압력 변동과의 상관 관계를 알아보기 위하여 실험한 결과를 나타낸 선도이다. 선도에 나타낸 B-type의 오일 펌프가 A-type 형태의 오일 펌프보다 오일 공급 압력을 100kPa 증가시킨 경우이다. 선도에 나타

나 있듯이 오일 공급 압력의 증가와 함께 오일 그루브 내 평균 압력이 다소 증가하며, 최소 및 최대 압력 모두 그루브 내 평균값의 상승 폭만큼 상승하고 있다는 것을 알 수 있다. 그러나 그루브 내 오일 압력의 변동 폭은 공급 압력의 상승과는 무관하게 비슷한 수준을 유지하고 있다. 따라서 오일 펌프의 공급 압력 증가로 인한 오일 회로 시스템 압력의 증가는 메인 베어링 내의 오일 그루브 압력을 증가시켜 커넥팅 로드로의 오일 공급 압력을 높게 유지시키지만 압력 변동 폭의 안정화에는 큰 영향을 미치지 못한다는 것을 확인할 수 있다.

한편, Fig. 8은 메인 베어링 간극이 커넥팅 로드 베어링 오일 공급 압력에 미치는 영향을 알아보기 위하여 Fig. 5 및 Fig. 6에 나타낸 엔진의 메인 베어링 간극을 7 μ m 감소시켰을 경우 메인 베어링 내 오일 그루브 압력 변화를 나타낸 선도이

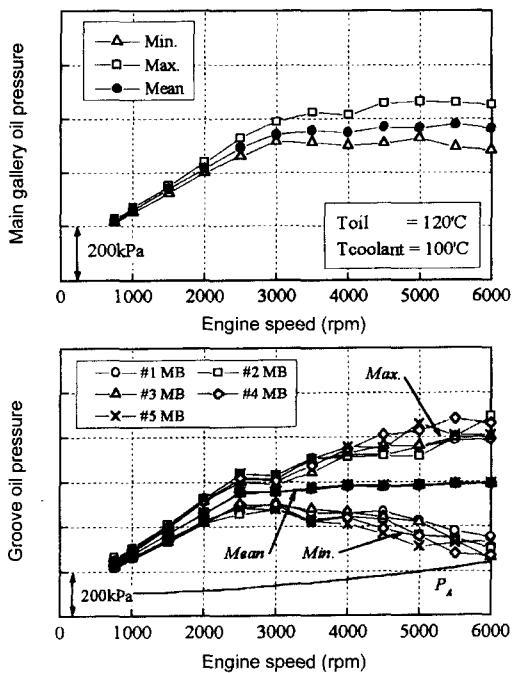


Fig. 6 Effect of engine speed on oil pressure fluctuation in main gallery and oil groove at 120°C oil temp.

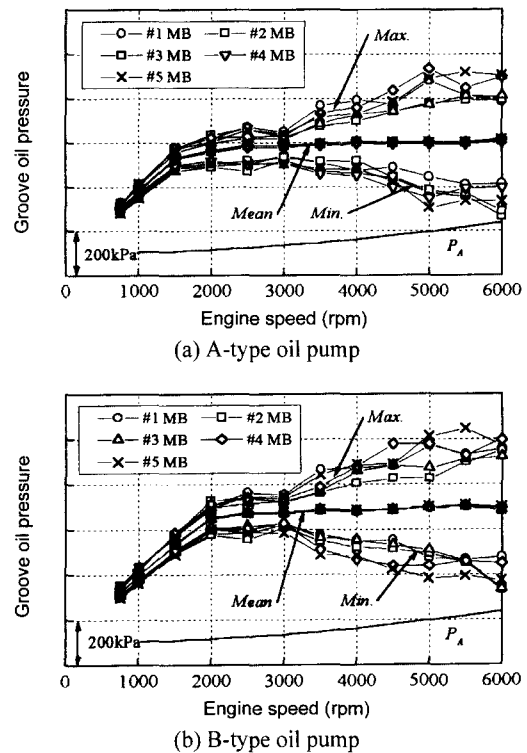


Fig. 7 Effects of supply oil pressure on oil pressure fluctuation in oil groove at 90°C oil temp.

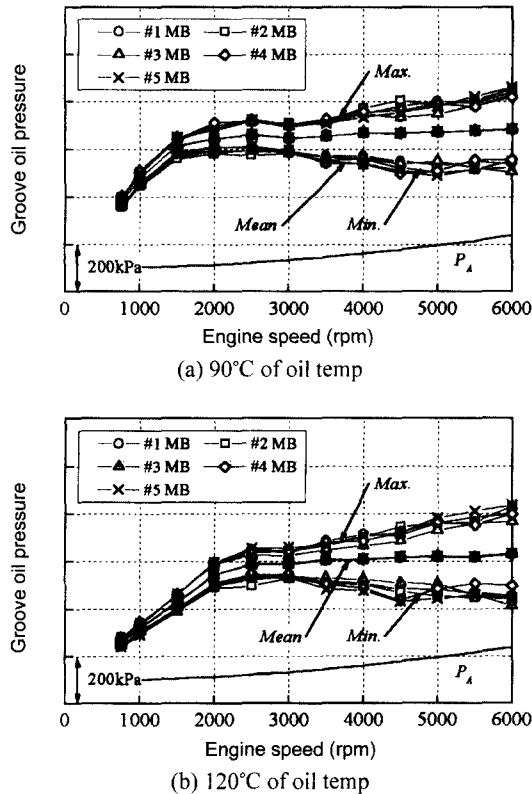


Fig. 8 Effects of main bearing clearance on oil pressure fluctuation in oil groove

다. 선도에 나타난 바와 같이 메인 베어링의 간극의 줄어들 경우, 오일 그루브에서 메인 베어링으로 공급해야 하는 오일의 양이 감소하여 그루브 내 오일 압력이 어느 정도 상승되고 있음을 알 수 있다. 또한 Fig. 5 및 Fig. 6에 나타난 경우와 비교하여 볼 때 메인 베어링의 간극감소는 그루브 내 오일 압력 변동 폭을 현저하게 감소시키는 것으로 나타났다. 이는 그루브 내 오일 압력이 상대적으로 상승하였을 뿐만 아니라 메인 베어링 간극 변화로 인하여 감소한 오일량의 일부가 커넥팅 로드 베어링 오일 공급 관으로 유입되어 오일 그루브 내 압력 변동을 안정적으로 유지시키는 것으로 판단된다. 따라서 그루브 내 오일 압력의 변동량을 감소시키기 위해서는 베어링 간극 변경이 오일 회로 시스템 압력의 증가보다 더 민감하게 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 커넥팅 로드 베어링 오일 공급이 180° 주기로 이루어진 오일 회로 시스템에서 커넥팅 로드 베어링 오일 공급을 안정적으로 유지시키기 위하여 그루브 내 오일 압력의 동적 거동을 관찰하였다. 또한 오일 압력 변동량을 효과적으로 제어하기 위한 수단으로 공급 오일 압력, 메인 베어링의 간극 변화에 따른 메인 갤러리 및 그루브 내 오일 압력 및 변동량을 측정된 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 본 연구에 적용한 커넥팅 로드 베어링 오일 공급 시스템의 경우, 커넥팅 로드 베어링으로의 원활한 오일 공급을 관찰하기 위해서는 메인 베어링의 그루브 내 오일 압력을 측정하는 것이 매우 중요하다.

2) 메인 베어링의 그루브 내 오일 압력 변동은 고회전 운전 영역에서의 급격하게 증가하며, 이러한 압력 변동 폭의 증가 경향은 공급되는 오일 온도가 증가할수록 더욱 커지는 것으로 나타났다.

3) 메인 베어링의 간극 변경이 오일 회로 시스템 압력의 증가보다 커넥팅 로드 베어링으로의 오일 공급에 더 민감하게 영향을 미친다.

참고 문헌

- 1) H. Torii, T. Nakakubo, M. Nakada, "Elasto hydrodynamic Lubrication of a Connecting Rod Journal Bearing in Consideration of Shapes of the Bearing," SAE 920485, 1992.
- 2) P. K. Goenka, R. F. Stumbo, "A Method for Determining Optimum Crankshaft Oil-Hole Location," SAE 860357, 1986.
- 3) M. A. Mian, "Design and Analysis of Engine Lubrication Systems," SAE 970637, 1997.
- 4) P. R. Meernik, "Lubricant Flow to Connecting-Rod Bearings Through a Rotating Crankshaft," SAE 860229, 1986.
- 5) A. Haas, U. Geiger F. Maaben, "Oil Aeration in High Speed Combustion Engines," SAE 940792, 1994.
- 6) F. Koch, "Development of Modern Engine Lu-

- brication Systems,” SAE 970922, 1997.
- 7) S. Suzuki, T. Ozasa, T. Noda, T. Konomi, “Analysis of Con-Rod Big End Bearing Lubrication on the Basis of Oil Supply Rate,” SAE 982439, 1998.
 - 8) J.-K. Choi, K. H., D.-C. Han, “Oil Film Thickness in Engine Connecting-Rod Bearing : Comparison Between Calculation and Experiment,” SAE 930694, 1993.
 - 9) K. Onogawa, M. Teramoto, S. Uchida, M. Toyoda, “A Method for Predicting Connecting Rod Bearings Reliability Based on Seizure and Wear Analysis,” SAE 880568, 1998.
 - 10) F. Maassen, F. Koch, F. Pischinger, “Connecting Rod Bearing Operation with Aerated Lube Oil,” SAE 981404, 1998.