

연속오일공급 형태의 크랭크샤프트 베어링 설계

윤 정 의[†]

삼척대학교 메카트로닉스공학부

Crankshaft Bearing Design Adapting Continuous Oil Supply System

Jeong-Eui Yun[†]

Division of Mechatronics, Samcheok National University

Abstract – It is very important to improve the durability and reliability of crankshaft because of conflicting demands for lower fuel consumption and higher power output. In this study, for the crankshaft bearing design, analyses were conducted to determine the lubrication characteristics such as oil flow rate, minimum oil film thickness, friction force and increase of oil temperature at main bearing and connecting rod bearing. Additionally, supplied oil pressure and temperature effects on the bearings were simulated to figure out lubrication characteristics on the bearings. Finally the effects of increasing the bearing width and clearance were introduced on the lubrication characteristics.

Key words – continuous oil supply system, main bearing, big end bearing, oil temperature, friction, oil flow rate.

1. 서 론

엔진 개발현장에서 기존 엔진의 설계 변경을 통해 출력향상을 추구하는 과정에 있어서 가장 어려움을 겪는 부분 중에 하나는 엔진 윤활시스템 설계이다. 엔진 출력의 향상은 기본적으로 실린더 압력의 증가와 함께 연소실을 통한 방열량의 증대를 수반함으로써 인하여 때로는 각종 베어링을 포함한 엔진 윤활시스템의 전반적인 재설계를 필요로 하게 된다. 일반적으로 엔진 출력향상에 따라 가장 빈번하게 나타나는 윤활시스템상의 변화는 부하하중의 증대에 따른 메인 베어링 및 커넥팅 로드 베어링의 파손과 열부하의 증대에 따른 윤활유 온도의 상승 현상이다. 그러나 메인 베어링 및 커넥팅 로드 베어링을 포함한 크랭크샤프트 윤활시스템의 설계는 복잡한 윤활유 공급회로 및 운전 중 원심력변화에 따른 공급유의 압력 변동효과를 함께 고려해야 하므로 상당히 복잡한 해석을 필요로 한다. 또한 크랭크샤프트 베어링시스템이 전체 윤활유 온도상승에 미치는 영향은 피스톤 다음으로 약 15%를 차지하므로 윤

활유의 온도상승 측면 또한 고려해야 한다[1-5].

본 연구에서는 연속오일공급형태의 크랭크샤프트 시스템을 채택한 엔진의 메인 베어링 및 커넥팅 로드 베어링의 설계를 위해 다양한 운전조건의 변화(오일온도, 회전수, 메인 갤러리 공급압력)와 베어링의 중요 설계 변수에 변화에 따른 유량 및 온도상승의 효과를 해석 하였다.

2. 연속오일 공급형태의 크랭크샤프트 베어링 설계 모델

Fig. 1은 연속적인 오일공급형태의 크랭크샤프트를 채택한 엔진에서 메인 베어링 및 커넥팅 로드 베어링으로 오일을 공급하고 있는 모습을 보여주는 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 오일펌프에서 메인 갤러리로 공급된 오일은 먼저 엔진블록에 위치한 공급 통로를 통해 메인 베어링에 위치한 오일 그루브에 공급되어진다. 이어서 오일 그루브에 저장된 오일 중 일부는 메인 베어링으로 공급되며, 나머지는 크랭크샤프트에 위치한 오일공급 통로를 통해 커넥팅 로드 대단부 베어링으로 공급되어진다. 특히 오일 그루브에서 커넥팅 로

[†]주저자 · 책임저자 : Jeyun@samcheok.ac.kr

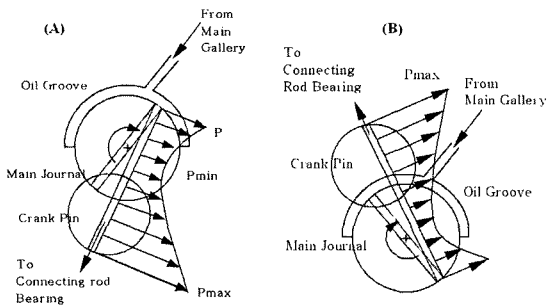


Fig. 1. Schematic diagram of crankshaft oil supply system.

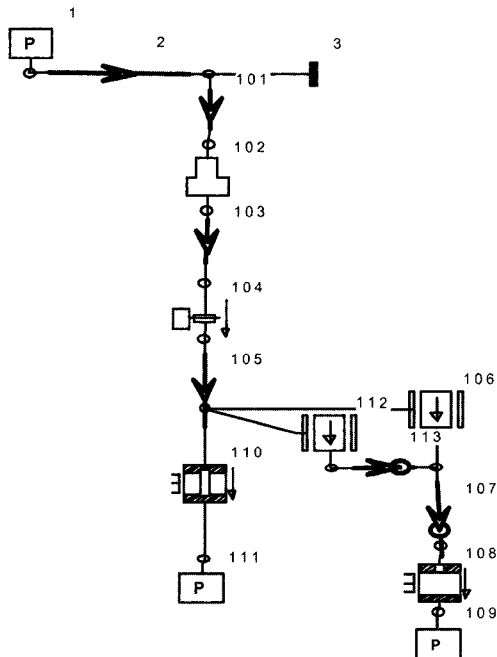


Fig. 2. Analysis model of crankshaft oil supply system.

트 대단부 베어링으로 공급되는 오일은 Fig. 1(A), (B)에서처럼 두가지 경로를 통해 360도 전 운전 영역 동안 오일을 공급 받게 된다.

Fig. 2는 Fig. 1과 같이 연속적인 오일공급형태의 크랭크샤프트를 채택한 엔진에서 메인 베어링 및 커넥팅 로드 베어링의 설계를 위해 각 베어링으로 공급되는 오일의 압력 해석하기 위한 유로 해석 모델이다. 유로 해석은 상용 유로 해석 프로그램인 Flowmaster 2를 사용하였으며, 해석 시 오일 그루브에서 커넥팅 로드 대단부 베어링쪽으로 연결된 통로를 통해 흐르는 오일은 통로의 회전에 의한 원심력의 효과(centrifugal force)를 고려하여 해석하였다(#113, #107). 그리고 그루브 내

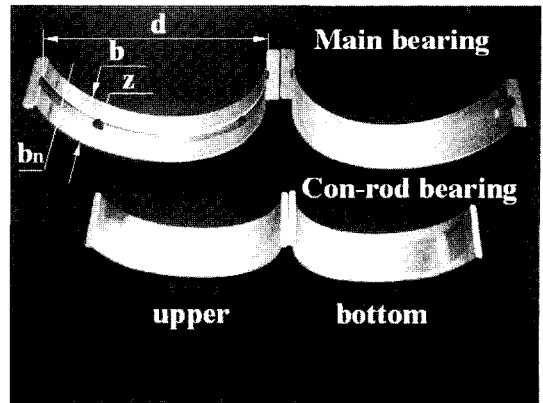


Fig. 3. Main bearing and connecting rod big end bearing.

의 정채된 오일이 빠른 원운동을 하는 오일통로 쪽으로 이동할 수 있도록 해주는 가속력(acceleration force), 그리고 각 통로 상에서 발생하는 마찰손실(friction force) 효과 또한 본 해석에서 고려하였다[6,7].

Fig. 3은 현재 가장 많이 사용되어지고 있는 형태의 커넥팅 로드 대단부 베어링 및 메인 베어링의 모습으로, 본 연구에서도 동일한 형태의 베어링을 해석에 사용하였다. 그림에서처럼 커넥팅 로드 대단부 베어링은 직경 54 mm의 상하 모두 평 베어링을 사용하였다. 그러나 직경 65 mm인 메인 베어링의 경우에는 위쪽부분은 3 mm의 폭을 가진 그루브형 베어링을 사용하였으며, 아래쪽부분은 지지 하중력 향상을 위해 평 베어링을 채택하였다.

$$S_o = \frac{\bar{P}\Psi^2}{\eta\omega} = \left(\frac{b}{d}\right)^2 \frac{\varepsilon}{2(1-\varepsilon^2)^2} \sqrt{\pi^2(1-\varepsilon^2) + 16\varepsilon^2 a_1(\varepsilon-1)} \quad (1)$$

$$a_1 = 1.1642 - 1.19456\left(\frac{b}{d}\right) + 7.1161\left(\frac{b}{d}\right)^2 - 10.1073\left(\frac{b}{d}\right)^3 + 5.0141\left(\frac{b}{d}\right)^4 \quad (2)$$

$$a_2 = -1.000026 - 0.023634\left(\frac{b}{d}\right) - 0.4215\left(\frac{b}{d}\right)^2 - 0.038817\left(\frac{b}{d}\right)^3 - 0.090551\left(\frac{b}{d}\right)^4 \quad (3)$$

$$V = \frac{r^3\Psi^3 P_s}{\eta} V_p + 2\left[\frac{b}{d} - 0.223\left(\frac{b}{d}\right)^3\right] r^3 \Psi \omega \varepsilon \quad (4)$$

for main bearing,

$$V_p^* = \pi \frac{1 + (1.5\epsilon^2) + 6\epsilon + 1.33\epsilon^3}{6\left(\frac{b-b_n}{d}\right)} \quad (5)$$

for connecting rod big end bearing,

$$V_p^* = \pi \frac{1 + \epsilon^3}{6q_b \ln\left(\frac{b}{z}\right)} \quad (6)$$

where, $q_b = 1.204 + 0.368\left(\frac{z}{b}\right) - 1.046\left(\frac{z}{b}\right)^2 + 1.942\left(\frac{z}{b}\right)^3$ (7)

그리고 해석에 사용한 베어링을 통한 유량 계산은 위의 (1)-(7)식을 사용하여 다음과 같이 계산하였다[8]. 먼저 입력 값으로 주어지는 오일 특성 값, 엔진 회전수, 베어링 부하 및 설계 값으로부터 (1)식에 의해 Sommerfeld number (S_0)가 정의되면, 이로부터, 편심율(eccentricity ratio)이 결정되어진다. 최종적으로 베어링에 공급되는 유량은 이들 값과 함께 회로 해석을 통해 계산되어지는 베어링 입구측에서의 공급압력(P_s)값을 사용하여 식 (4)에 의해 표현되는 유량 식으로부터 메인 베어링(#110) 과 커넥팅 로드 대단부 베어링(#108)의 소모 유량을 계산 할 수 있다.

그리고 베어링을 통해 흐르는 공급오일의 온도 상승 효과는 회전운동에 의한 마찰력으로부터 발생하는 열은 전부 공급되는 오일에 의해 배출된다는 가정 하에서 아래의 (8), (10) 식으로부터 계산하였다[9]. 또한 (8)식 계산에서 계산의 단순화를 위해 자세각(attitude angle)은 좁은 폭 베어링에 관한 해석식 (9)를 사용하였으며, 극한 조건에 대한 경우를 얻고자 캐비테이션이 발생하지 않는다는 가정 하에서 $I=1$ 의 값을 사용하였다.

$$F = \frac{c\epsilon W}{2r} \sin \psi + \frac{2\pi\eta r^2 \omega b}{c\sqrt{(1-\epsilon^2)}} I \quad (8)$$

$$\psi = \tan^{-1}\left(\frac{\pi\sqrt{(1-\epsilon^2)}}{4\epsilon}\right) \quad (9)$$

$$\Delta T = \frac{Fr\omega}{\rho\dot{V}C} \quad (10)$$

3. 결과 및 고찰

Fig. 4는 엔진의 운전조건변화에 대한 베어링 윤활 특성 변화를 알아보기 위해 공급되는 엔진오일(SAE15

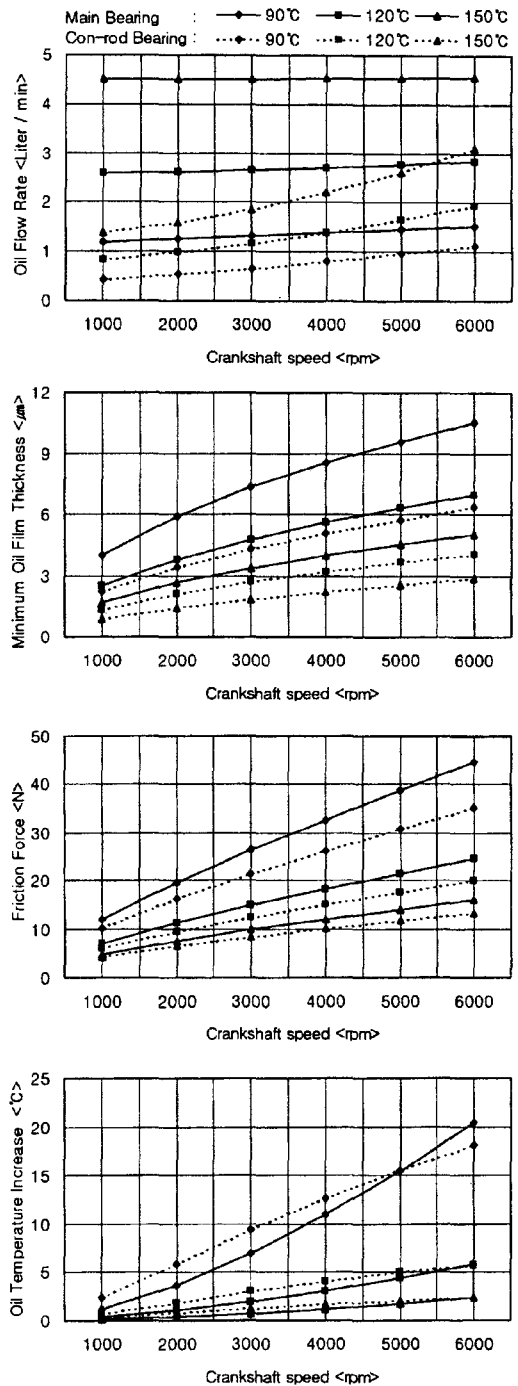


Fig. 4. Effects of supplied oil temperature and crankshaft speed on oil flow rate, minimum oil film thickness, friction force and oil temperature increase. (Supply oil pressure=6 bar, Main bearing : $d=65$ mm, $b/d=0.3$, $b_n=3$ mm, $c=40$ μ m, $W=3992$ N, Con-rod bearing : $d=54$ mm, $b/d=0.3$, $z=5$ mm, $c=40$ μ m, $W=4990$ N).

W40)의 온도를 바꾸어 가면서 각 베어링으로 공급되는 유량 및 마찰력과 공급 오일의 온도 상승효과를 계산한 결과이다. 먼저 각각의 베어링으로 공급되는 유량의 변화를 살펴보면 공급오일의 온도증가에 따라 급격히 증가하는 경향을 보인다. 이는 온도증가에 따라 윤활유의 점도가 지수적으로 감소하는 특성에 기인하는 것이다. 또한 엔진 회전수의 증가에 따라 각각의 베어링에 공급되는 유량 또한 증가하는 경향을 보여주고 있으며, 특히 커넥팅 로드 베어링의 경우에는 엔진 회전수가 증가함에 따라 공급 유량이 급격히 증가하는 경향을 보여주고 있다. 이러한 원인은 Fig. 1에 그려놓은 것처럼 크랭크샤프트의 회전수가 증가함에 따라 커넥팅 로드 베어링으로 공급되는 오일의 압력(P_{max})이 원심력에 의해 급격히 증가되기 때문이다. 주어진 조건에서 공급 윤활유의 온도가 90°C에서 150°C까지 변화함에 따라 메인 베어링의 경우에는 공급되는 유량이 1.5에서 4.5[l/min], 커넥팅 로드 베어링의 경우에는 1에서 3[l/min]로 약 3배가량 증대한다는 것을 알 수 있다.

식 (1)에 의해 구해지는 편심율(eccentricity ratio)로부터 구한 최소유막두께는 엔진 회전수가 증가하거나 오일의 온도가 감소하면 (점도가 증가하면) 증가하는 경향을 갖는다. 또한 이로부터 (8)식에 의해 계산되어지는 마찰력 또한 동일한 경향을 보여주고 있다. 이러한 원인은 커넥팅 로드 베어링을 메인 베어링과 비교하였을 때 약 83%의 상대적으로 작은 베어링반경 및 폭으로 약 125%의 높은 하중을 지지하기 때문이다. 최종적으로 각 베어링에 공급된 유량과 베어링에서 발생하는 마찰력 값으로부터 계산한 공급오일의 마찰력에 의한 온도 상승효과는 주어진 조건에서 최대 약 20°C까지 상승하는 결과를 보여주고 있으며, 고온으로 공급하는 것에 비해 저온의 경우가 두드러지게 큰 값을 갖게 됨을 알 수 있다. 이러한 원인은 저온으로 공급되는 오일의 경우에는 저 점도에 의해 마찰력이 큰 값을 갖게 되어 발생열이 증가하지만 각 베어링으로 공급되는 유량은 오히려 마찰저항으로 인해 감소하기 때문이다. 즉, 커넥팅 로드 베어링의 경우 마찰력이 상대적으로 작은 값을 가짐에도 불구하고 메인 베어링에 비해 온도 상승효과가 큰 것은 바로 공급유량이 상대적으로 적기 때문이다.

Fig. 5는 베어링의 직경과 폭의 비에 따른 베어링의 윤활 특성을 계산한 결과이다. 일반적으로 엔진의 출력향상이 있을 시 나타나는 베어링의 파손은 대부분

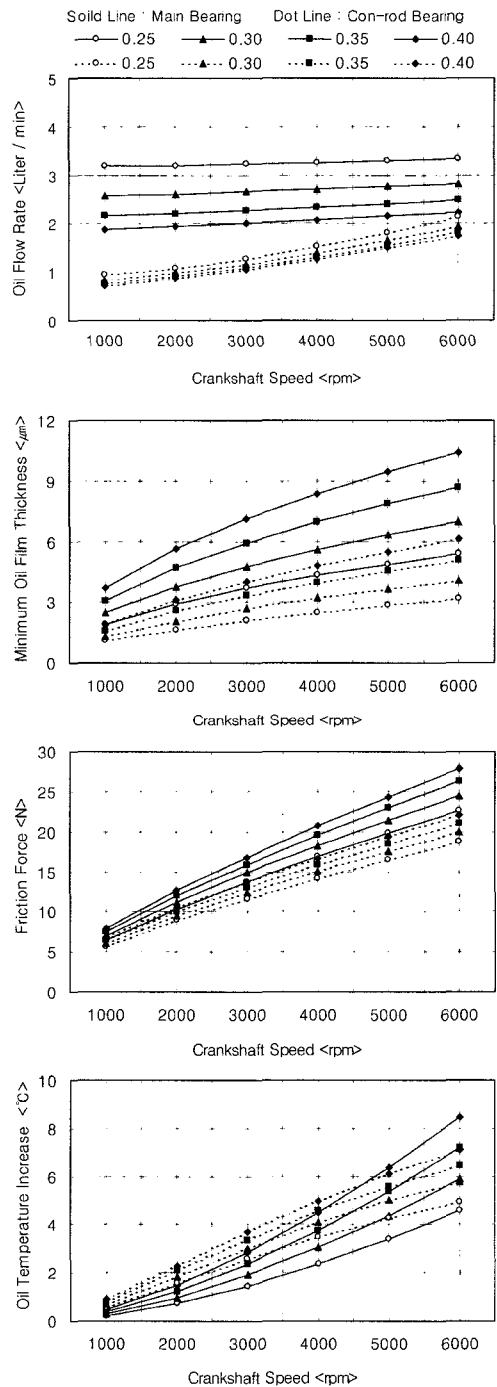


Fig. 5. Effects of b/d and crankshaft speed on oil flow rate, minimum oil film thickness, friction force and oil temperature increase. (Supply oil pressure=6 bar, oil temp=120°C, Main bearing : d=65 mm, bn=3 mm, c=40 μm, W=3992 N, Con-rod bearing : d=54 mm, c=40 μm, z=5 mm, W=4990 N).

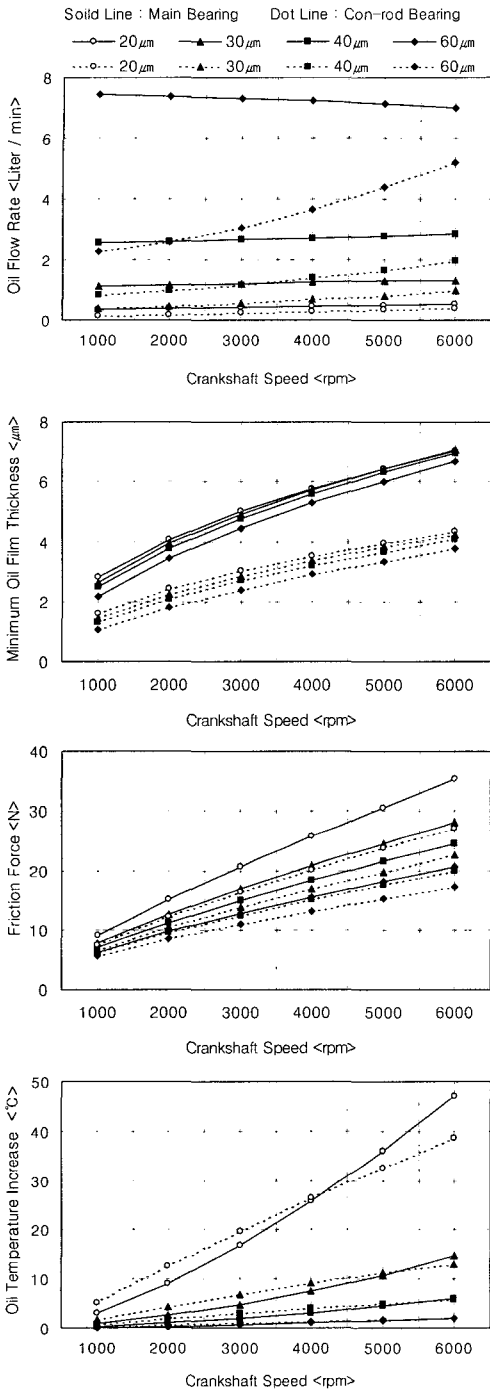


Fig. 6. Effects of radial clearance of bearings and crankshaft speed on oil flow rate, minimum oil film thickness, friction force and oil temperature increase. (Supply oil pressure=6 bar, oil temp=120°C, Main bearing : d=65 mm, b/d=0.3, bn=3 mm, W=3992 N, Con-rod bearing : d=54 mm, b/d=0.3, z=5 mm, W=4990 N).

베어링의 부하 하중 증대에 기인하는 것으로 이를 위해 설계자는 최종적으로 베어링의 폭을 증대하는 방향으로 설계를 변경한다. 해석 결과를 살펴보면 베어링 폭의 증대는 최소유막두께의 증대를 가져와 베어링의 파손은 막을 수 있지만 넓어진 폭에 의한 저항 증대로 오히려 공급 유량은 감소하게 되며 이로 인해 약간의 오일 온도 상승을 초래 할 수 있다는 것을 보여준다.

Fig. 6은 베어링 간극(clearance)의 변화에 따른 윤활 특성을 계산한 결과이다. 엔진 개발과정에서 베어링의 여러 손상 중 베어링의 온도와 관련된 손상이 발생할 경우 가장 일반적으로 대응하는 방법이 베어링 간극(clearance) 변경이다. 베어링의 간극이 넓어질 경우 엔진의 소음 발생측면에서는 다소 고려해야 할 부분이 있지만 베어링의 온도는 급격한 유량 증대로 인해 그림에서처럼 급격히 감소하는 경향을 갖게 된다. 각 베어링으로 공급되는 유량을 계산한 그림에서 베어링의 간극을 60 μm로 한 결과를 살펴보면, 메인 베어링의 경우 엔진회전수가 증가함에 따라 오히려 감소하는 경향을 보여주고 있다. 이러한 원인은 메인 베어링과 커넥팅 로드 베어링이 크랭크샤프트에 의해 서로 연결되어져 있기 때문이다. Fig. 7은 메인 갤러리에서 메인 베어링과 커넥팅 로드 베어링으로 공급되는 전체 유량(total oil flow rate)을 계산한 결과 값이다. 그림을 살펴보면 메인 갤러리에서 각 베어링으로 공급되는 유량은 베어링의 간극과 엔진의 회전수가 증대함에 따라 명확하게 증가함을 보여주고 있다. 그러므로 Fig. 6에서 60 μm의 간극을 가지는 메인 베어링 경우 엔진

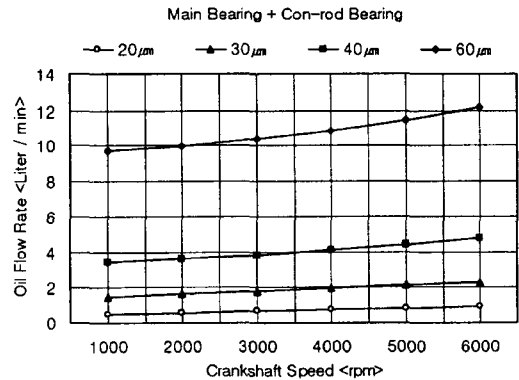


Fig. 7. Effects of radial clearance of bearings on total oil flow rate. (Supply oil pressure=6bar, oil temp=120°C, Main bearing : d=65 mm, b/d=0.3, bn=3 mm, W=3992 N, Con-rod bearing : d=54 mm, b/d=0.3, z=5 mm, W=4990 N).

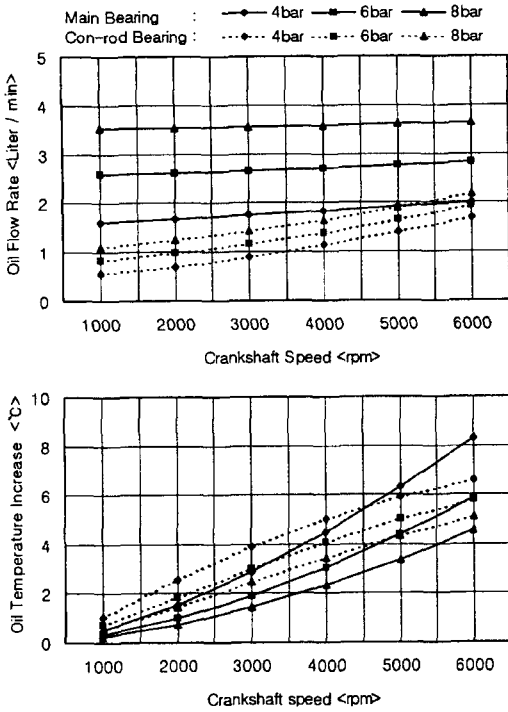


Fig. 8. Effects of supplied oil temperature and crankshaft speed on oil flow rate, minimum oil film thickness, friction force and oil temperature increase. (Supply oil temp=120°C, Main bearing : d=65 mm, b/d=0.3, bn=3 mm, c=40 μm, W=3992 N, Con-rod bearing : d=54 mm, b/d=0.3, c=40 μm, z=5 mm, W=4990 N).

회전수가 증가함에 따라 공급 유량이 감소하는 이유는 공급되는 유량 중 상대적으로 많은 부분이 커넥팅 로드 베어링으로 공급되기 때문임을 알 수 있다. 이와 같은 현상을 막기 위해서는 설계 시 메인 갤러리에서 메인 베어링으로 공급되는 오일 통로를 확대할 필요가 있다.

Fig. 8은 메인 갤러리에서 공급하는 오일의 압력 변화에 따른 유량공급 특성 및 온도 상승을 계산한 결과이다. 엔진 개발 시 원활회로에 공급유량을 확대할 필요가 있을 시 일반적으로 대응하는 방법 중의 하나가 오일펌프의 공급압력을 증가하는 것이다. 이와 같은 펌프의 공급오일 압력 증대는 그림에서처럼 각 베어링의 유량 증대와 함께 베어링의 냉각효과에 기여를 하게 된다. 해석결과를 살펴보면 주어진 조건에서 오일의 공급압력을 4 bar에서 8 bar로 2배로 증대하였을 때 유량의 증대로 베어링을 통한 오일은 최대 4°C정도 감소하는 효과를 보여준다.

4. 결 론

본 연구에서는 연속오일공급형태의 크랭크샤프트 시스템을 채택한 엔진의 메인 베어링 및 커넥팅 로드 베어링의 설계를 위해 다양한 운전조건 변화(오일온도, 회전수, 메인 갤러리 공급압력) 및 베어링의 중요 설계 변수에 변화에 따른 유량과 온도상승의 효과를 해석하였다. 이러한 일련의 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 공급 유회유 온도 90°C에서 150°C까지 변화에 따라 메인 베어링의 경우에는 공급되는 유량이 1.5에서 4.5[l/min], 커넥팅 로드 베어링의 경우에는 1에서 3[l/min]로 약 3배가량 증대한다.
- (2) 베어링 폭의 증대는 최소유막두께의 증대에 효과가 있지만 오히려 공급 유량은 감소하게 되며 이로 인해 약간의 오일 온도 상승효과를 초래한다.
- (3) 베어링 간극이 넓어질 경우 급격한 유량 증대로 인해 열방출 특성이 증대하므로 베어링의 냉각성능 향상 측면에서는 베어링 간극의 증대가 가장 효과적이다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구(R05-2002-000-00802-0)지원으로 수행되었습니다. 연구를 위해 지원해주신 관계자 여러분께 감사사를 드립니다.

기호설명

- a_1, a_2 : Geometrical parameter
- b : Bearing width
- b_n : Width of groove
- C : Specific heater
- c : Radial clearance
- d : Journal diameter
- r : Journal radius
- P_s : Supply oil pressure
- \bar{P} : Mean surface pressure
- q_b : Geometrical parameter
- S_o : Sommerfeld number
- ΔT : Temperature increase of oil
- \dot{V} : Volumetric flow rate
- W : Load
- z : Oil feed diameter

ε	: Eccentricity ratio
η	: Dynamic viscosity
ρ	: Density
ω	: Angular velocity
Ψ	: Radial clearance ratio ($=c/r$)
ψ	: Attitude angle

참고 문헌

1. Steve Zoz, Steve Streppek, marc Wiseman and Cheng Qian, "Engine Lubrication System Model for Sump Oil Temperature Prediction," SAE2001-01-1073.
2. Yutaka Tasaki, Takaharu Gotou, Kenshi Ushijima and Ken'ichi Hori, "Prediction of Crank Pin Journal Temperature Based on the Oil Flow Rate," SAE981403.
3. Jagadish Sorab and Stefan Korcek, "Surface and Engine Oil Effects on Journal Bearing Lubrication," SAE981408.
4. Shigeo Suzuki, Toshihiro Ozasa, Masago Yamamoto, Yu Nozawa, Takashi Noda and Masae O-hori, "Temperature Distribution and Lubrication Characteristics of Connecting rod Big End Bearings," SAE952550.
5. M.A. Mian, "Design and Analysis of Engine Lubrication Systems," SAE970637.
6. Paul R. Meernik, "Lubricant Flow to Connecting-Rod Bearings Through a Rotating Crankshaft," SAE860229.
7. 윤정의, "불연속 오일공급 크랭크샤프트 시스템을 채택한 엔진 윤활시스템의 해석," 한국윤활학회지, Vol. 20, No. 1, 2004.
8. Affenzeller Glaser, "Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren," Chap. 5, Springer-Verlag, Germany, 1996
9. A. Cameron, "The Principles of Lubrication," Chap. 12, William Clowes and Sons, 1967.