

불연속 오일공급 크랭크샤프트 시스템을 채택한 엔진 윤활시스템의 해석

윤 정 의*

삼척대학교 메카트로닉스공학부

A Study on the Engine Lubrication System Analysis Adapting Discontinuous Oil Supply Crankshaft System

Jeong-Eui Yun*

Division of Mechatronics, Samcheok National University

Abstract – This paper presents unsteady oil flow behaviors in the engine lubrication network to clarify the differences between continuous and discontinuous oil supply crankshaft system. Using commercial network analysis program, Flowmaster2, engine lubrication network system analysis were carried out. And effects of crankshaft speed and supplied oil pressure on pressure fluctuation in oil groove and oil flow rate to each bearing were analyzed.

Key words – continuous oil supply system, discontinuous oil supply system, main bearing, big end bearing, water hammer effects.

1. 서 론

지금까지 대부분 엔진의 크랭크샤프트 오일공급 시스템 설계는 전 운전 영역에서 연속적으로 커넥팅 로드 베어링쪽으로 오일을 공급해줄 수 있는 연속 오일 공급 방식이 채택 되어져 왔다. 그러나 최근에는 이러한 전통적인 방법 대신 불연속적인 오일 공급방식(Fig. 1 참조)의 크랭크샤프트 시스템을 채택한 엔진이 종종 개발되고 있다. 이와 같은 불연속적인 오일 공급방식을 채택하는 이유는 윤활유의 공급관점보다는 엔진 생산측면에서 홀 가공 공정의 삭제에 따른 엔진 생산 가격 경쟁력상의 이점과 크랭크샤프트의 강성증대 측면에서 유리한 점 등이 있기 때문이다. 그러나 이 경우 커넥팅 로드 베어링쪽으로 윤활유의 공급이 불연속적으로 이루어짐에 따라 기존의 연속 오일공급시스템에서 나타나지 않았던 여러 물리적인 현상들이 발생함으로 인해 베어링 설계를 어렵게 하며, 나아가 이로 인해 전체 윤활 시스템의 왜곡을 초래하기도 한다. 그러

므로 이러한 시스템의 채택을 위해서는 먼저 이러한 현상에 대한 충분한 물리적 이해가 요구된다[1-5].

본 연구에서는 불연속적인 오일공급시스템을 채택한 크랭크샤프트 시스템의 윤활유 공급특성 이해를 위해, 상용해석 프로그램인 Flowmaster2 프로그램을 사용하여 엔진 회전수 및 공급압력 변화에 따른 연속 및 불연속 오일 공급시스템의 유량공급 특성 차이를 비정상 해석(unsteady analysis)을 통해 비교 분석해 보았다.

2. 오일 공급 시스템 회로망 해석모델

Fig. 1은 연속 및 불연속 크랭크샤프트 오일공급시스템의 그림을 요약한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 오일펌프에서 메인 갤러리로 공급된 오일은 먼저 엔진 블록에 위치한 공급 통로를 통해 메인 베어링 뒷면에 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. 이때 그림에서 실선과 함께 점선으로 나타낸 것과

*주저자 · 책임저자 : jeyun@samcheok.ac.kr

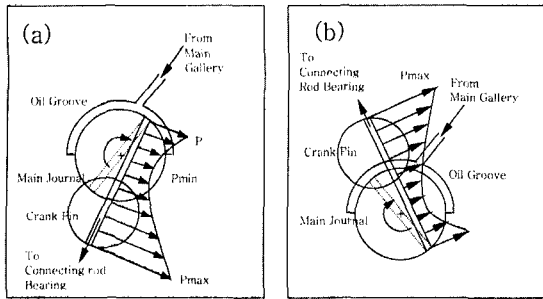


Fig. 1. Schematic diagram of crankshaft oil supply system.

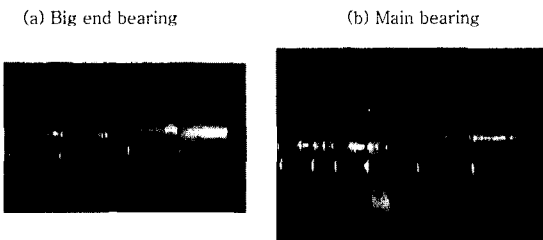


Fig. 2. Connecting rod big end bearing and main bearing.

같은 오일 공급통로가 설치된 크랭크샤프트 시스템을 채택한 경우(연속 오일공급 시스템)는 전 운전 영역에서 연속적으로 커넥팅 로드 대단부 베어링쪽으로 오일을 공급할 수 있다. 그러나 실선으로 표시된 부분에만 오일 통로가 설치되어 있는 크랭크샤프트 시스템을 채택한 경우에는(불연속 오일공급 시스템), Fig. 1(a)에서 처럼 오일공급관 입구가 메인 베어링의 오일 그루브와 일치하는 영역에서만 오일공급이 가능하며, 그 나머지 운전영역에서는(Fig. 1(b)) 커넥팅 로드 대단부 베어링 쪽으로 오일 공급이 중단되는 형태가 된다.

Fig. 2는 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 상하 모두 평 베어링으로 직경 : 54 mm, 폭 : 16.2 mm를 사용하였다. 그러나 메인 베어링의 경우에는(직경 : 65 mm, 폭 : 18.5 mm) 위쪽부분은 3mm의 폭을 가진 그루브형 베어링을 사용하였으며, 아래쪽부분은 지지 하중력 향상을 위해 평 베어링을 채택하였다.

Fig. 3은 연속/불연속 오일공급시스템의 차이를 상세하게 비교해 보려는 목적으로 엔진 윤활회로에서 크랭크샤프트 윤활공급 시스템 부분만을 상세하게 모델링한 모습을 보여주고 있다. 그림의 오른쪽은 360° 전

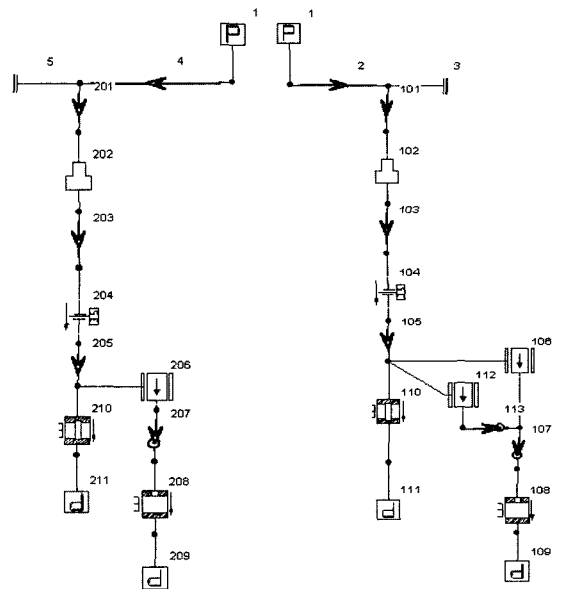


Fig. 3. Analysis model of crankshaft oil supply system. Left and right side figures indicate the discontinuous and continuous oil supply system respectively.

운전영역동안 연속적으로 오일이 공급되는 시스템을(Fig. 2에서 점선부분의 오일통로가 있는 시스템) 모델링 한 것이며, 왼쪽 그림은 Fig. 2(b)에서 보여주고 있는 것처럼 오일 통로가 오일을 공급하는 오일 그루브와 연결 되어질 때만 커넥팅 로드 대단부 베어링쪽으로 오일이 공급되는 불연속 오일공급시스템을 모델링한 것이다. 본 연구에서 채택한 메인 베어링 및 커넥팅 로드 대단부 베어링을 통한 유량에 대한 해석은 아래의 식을 사용하였다[6].

$$S_o = \frac{\bar{P}\Psi^2}{\eta\omega} = \left(\frac{b}{d}\right)^2 \frac{\varepsilon}{2(1-\varepsilon^2)^2} \sqrt{\pi^2(1-\varepsilon^2) + 16\varepsilon^2} \frac{a_1(\varepsilon-1)}{a_2 + \varepsilon} \quad (1)$$

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

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

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

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 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)

먼저 입력 값으로 주어지는 오일 특성 값, 엔진 회전수, 베어링 부하 및 설계 값으로부터 (1)식에 의해 Sommerfeld number(S_o)가 정의되면, 이로부터, 편심률 (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 소모 유량을 계산 할 수 있다. 특히 메인 베어링(#110, #210)과 커넥팅 로드 대단부 베어링(#108, #208)뿐만 아니라 크랭크샤프트 회전에 따른 오일 공급 관로의 개폐현상에 의한 수격현상(water hammer effect)을 해석하기 위해 오일공급 통로를 상세하게 모델하였으며,

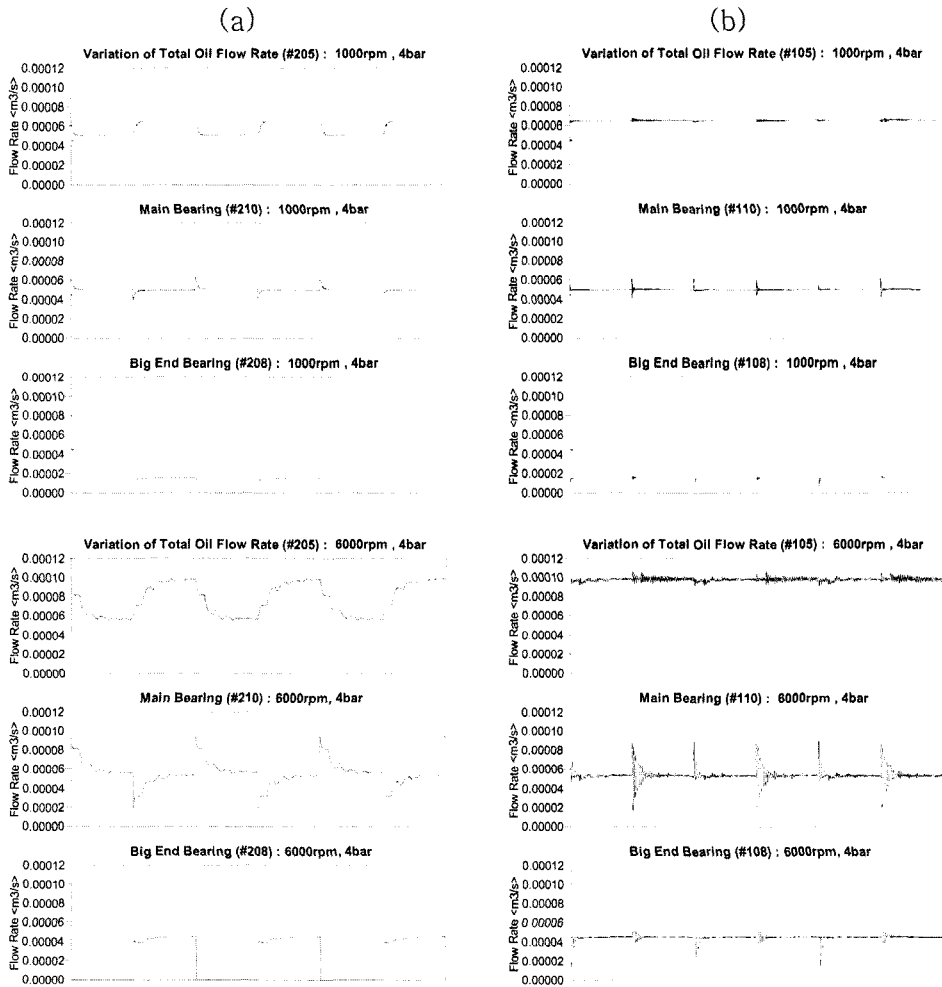


Fig. 4. Variation of supplied oil flow rate to each bearing at supplied oil pressure 4 bar and 1000 rpm and 6000 rpm conditions. (a) shows the results of discontinuous oil supplied crankshaft system and (b) shows the results of continuous oil supplied crankshaft system.

비정상 과도해석(unsteady, transient)을 수행하였다. 또한 해석 시 오일 그루브에서 커넥팅 로드 대단부 베어링쪽으로 연결된 통로를 통해 흐르는 오일은 통로의 회전에 의한 원심력의 효과(centrifugal force)를 고려하여 해석하였으며(#113,#107,#207), 그루브 내의 정체된 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(#106,#206,#112)[7].

3. 결과 및 고찰

Fig. 4는 Fig. 3의 두 모델을 사용하여 비정상 유동 해석을 한 결과이다. 그림에서 (a)는 불연속 오일공급 형태의 크랭크샤프트를 채택한 시스템 경우의 메인 베어링(#210)과 커넥팅 로드 대단부 베어링(#208) 쪽으로 공급되는 오일량의 변동 현상을 나타내며, (b)는 연속 오일공급형태의 크랭크샤프트를 채택한 시스템 경우의 메인 베어링(#110)과 커넥팅 로드 대단부 베어링(#108) 쪽으로 공급되는 오일량의 변동 현상을 나타내고 있다. 그림은 해석의 이해를 위해 크랭크샤프트가 3바퀴 회전할 동안의 과정을 기술하였다. 또한 엔진 회전수에 의한 영향을 살펴보기 위해 1000, 6000 rpm까지 1000 rpm 증가해가면서 해석을 수행하였다.

먼저 Fig. 4(b)의 연속 오일공급형태 크랭크샤프트를 채택한 시스템 경우의 메인 베어링(#110)과 커넥팅 로드 대단부 베어링(#108) 쪽으로 공급되는 오일량의 변동 현상을 살펴보면, 크랭크샤프트가 회전하는 동안 각 베어링 쪽으로 공급되는 오일량은 상당히 안정적임을 알 수 있다. 그러나 크랭크샤프트가 회전함에 따라 180° 마다 커넥팅 로드 베어링으로 공급되는 오일통로

의 방향이 바뀔때로 인해-Fig. 2(a) 위치에서는 실선 부분으로만 오일 이동함, 그러나 (b)의 위치에서는 연속 오일공급시스템의 경우 점선으로 표시된 오일 통로를 따라 오일이 흐르게 됨으로 인해 순간적으로 오일의 이동경로가 바뀌게 됨.이 부분에서 수격현상이 나타난다는 것을 보여준다. 또한 그림의 수격현상에 의한 오일흐름 변동의 형태 변화가 크랭크샤프트 1회전 동안 바뀌는 것은 크랭크샤프트의 오일공급회로가 Fig. 2의 (a), (b)에서처럼 달라지기 때문이다. 그림에서 첫 번째의 변동현상은 크랭크샤프트의 운동이 (b)에서 (a)로 바뀌는 순간에 나타나는 것이며, 두 번째 것은 (a)에서 (b)로 바뀌는 순간에 나타나는 현상이다. 이러한 현상은 엔진의 회전수가 증가함에 따라 급격히 증가하는 경향을 보여주고 있으며, 커넥팅 로드 베어링에 까지 영향을 미치게 된다는 것을 보여주고 있다.

다음으로 Fig. 4(a)의 불연속 오일공급형태 크랭크샤프트를 채택한 시스템 경우의 메인 베어링(#210)과 커넥팅 로드 대단부 베어링(#208) 쪽으로 공급되는 오일량의 변동 현상을 살펴보면, 크랭크샤프트가 회전하는 동안 커넥팅 로드 베어링으로 연결된 오일통로가 메인 베어링의 오일 그루브와 서로 겹쳐지는 180° 영역(Fig. 2(b) 영역)에서는 커넥팅 로드 베어링으로 오일이 공급되어지지 않음을 알 수 있다. 그러나 오일 그루브와 서로 연결되어지는 180° 영역(Fig. 2(a) 영역) 동안은 커넥팅 로드 베어링으로 오일이 정상적으로 공급되며 이러한 현상이 규칙적으로 반복된다. 이러한 커넥팅 로드 베어링으로의 불연속적인 오일공급 현상은 메인 베어링에 공급되는 오일에도 직접적으로 영향을 미치며 특히 오일이 공급의 개폐 시점을 주기로 과도적인 현상을 보인다는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 메인 베어링의 오일 그루브 내 압력변동현

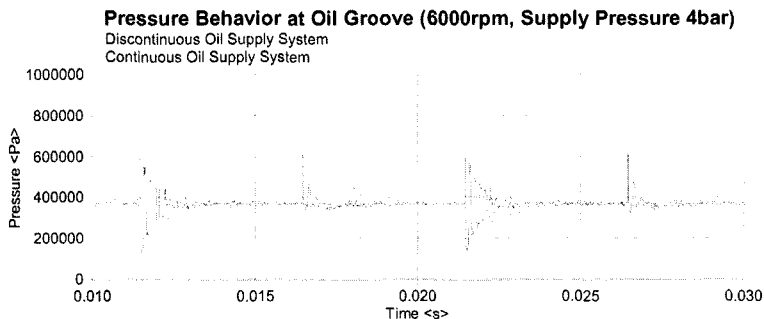


Fig. 5. Oil pressure behavior at oil groove. Dot line shows the result in discontinuous oil supply system. Solid line shows the result in continuous oil supply system.

상을 계산한 결과이다. 그림을 살펴보면 연속 및 불연속 오일공급 시스템 모두 갑작스러운 유로의 개폐로 인한 수격현상으로 유로 내 오일은 심한 압력변동을 겪게 된다. 특히 불연속 오일공급시스템의 경우는 커넥팅 로드 베어링쪽으로 갑작스럽게 오일을 공급함에 따른 과도특성이 수격현상과 겹쳐져 상당 기간동안 오일 그루브 내 압력은 낮은 값을 유지하게 되는 특징을 보여준다. 이러한 유로 내 급격한 압력 강하는 캐비테이션(cavitation)을 일으키는 원인으로 알려져 있다[8].

Fig. 6은 크랭크샤프트의 원심력극복 및 캐비테이션 방지를 위한 메인 베어링의 오일 그루브 내 오일의 최소 요구 압력값(minimum required pressure)과 함께

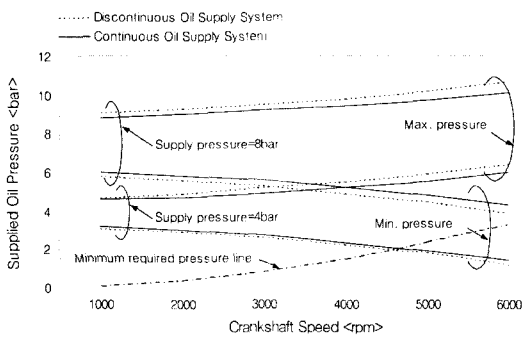


Fig. 6. Effects of crankshaft speed and supplied oil pressure on pressure fluctuation in oil groove. Solid lines show the results in continuous oil supply system. Dot lines show the results in discontinuous oil supply system.

크랭크샤프트 회전수의 변화 및 메인 갤러리의 공급압력을 4 bar 및 8 bar로 변화시켰을 때 메인 베어링의 오일 그루브 내 압력변동의 최대 최소값을 나타낸 그림이다. Fig. 1에서 표시한 것처럼 크랭크샤프트의 회전 운동 때문에 공급통로 내 오일은 원심력(centrifugal force)을 받게 되며, 이로 인해 Fig. 1에 나타낸 것과 같은 압력분포를 가지게 된다. 그러므로 관내 오일의 최소압력이 부 압력(negative pressure)을 가지게 되어 캐비테이션 현상이 일어나지 않기 위해서는 오일 그루브 내 압력이 이를 극복할 수 있을 어떤 최소 이상의 값(minimum required pressure)을 가져야 한다[7]. 그림을 살펴보면 그루브 내 오일압력 변동 값의 최대 최소치는 크랭크샤프트의 회전수 및 메인 갤러리 공급압력의 증가에 따라 증가하는 경향을 보여주고 있다. 이와 함께 메인 갤러리의 공급압력을 4 bar로 하였을 경우에는 5000 rpm 이상의 운전 영역에서는 오일 그루브 내 압력이 캐비테이션 방지를 위한 최소 요구압력 값 이하로 떨어진다는 것을 보여주고 있다. 그리고 오일공급시스템 측면에서는 전 운전영역에서 불연속 오일공급시스템의 경우가 상대적으로 심한 압력 변동의 특성을 나타냄을 보여주고 있으므로 불연속 오일공급 시스템을 채택하는 것이 베어링의 손상측면에서 상대적으로 불리함을 알 수 있다.

Fig. 7은 150°C SAE15W40 오일을 4 bar로 펌프에서 메인 갤러리로 공급해 주는 조건에서 엔진의 회전수를 1000에서부터 6000 rpm까지 변화시켰을 때, 연속

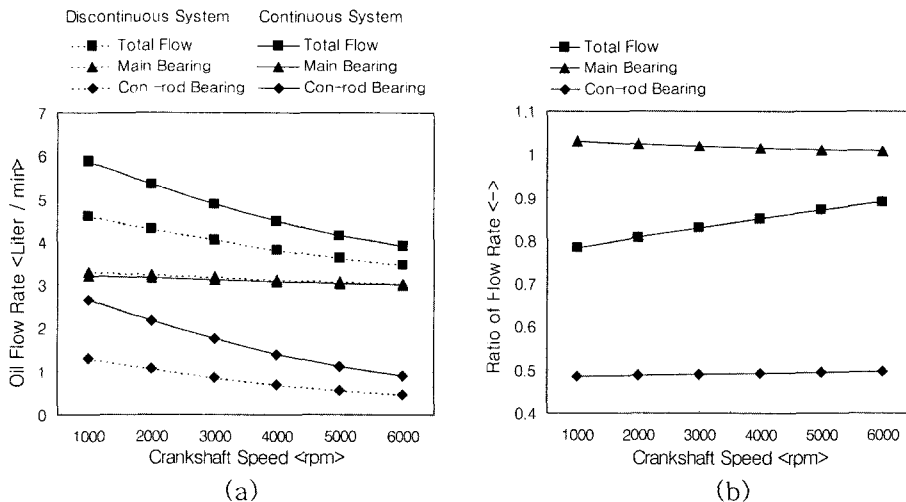


Fig. 7. (a) shows effects of crankshaft speed on mean oil flow rate of each bearing and (b) shows the oil flow ratio of discontinuous to continuous oil supply system.

및 불연속 오일공급시스템의 메인 베어링 및 커넥팅 로드 베어링쪽으로 공급되는 평균유량을 해석 결과와, 이들 계산한 결과값을 사용하여 연속시스템에 대한 불연속 시스템의 유량 비를 계산한 결과를 나타낸 그림이다. 그림을 살펴보면 엔진회전수가 증가함에 따라 유로 저항의 증가로 커넥팅 로드 베어링으로 공급되는 오일량이 급격하게 감소한다는 것을 알 수 있다. 또한 이로 인해 두 시스템에 공급되는 전체 오일량도 급격하게 감소하는 경향을 가지게 된다. 그러나 상대적으로 유로 저항값이 작은 메인 베어링으로 공급되는 오일량은 엔진 회전수 증가에 따라 미미한 감소만을 보여주고 있다. 오일공급량에 있어서 불연속 오일공급 시스템을 채택할 경우에는 단지 커넥팅 로드 베어링쪽으로 공급 되는 유량만 약 49% 정도 상대적으로 줄어들며, 이로 인해 메인 베어링으로 공급되는 유량에는 큰 영향을 미치지 않음을 보여주고 있다(Fig. 7(b) 참조).

4. 결 론

본 연구에서는 최근 개발되는 불연속적인 오일 공급 방식 크랭크샤프트 시스템을 채택한 엔진의 윤활시스템 이해를 위해 상용해석 프로그램을 사용하여 엔진 회전수 및 공급압력 변화에 따른 연속 및 불연속적인 오일 공급시스템의 유량공급 특성 차이를 비정상해석을 통해 살펴보았다. 이러한 일련의 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 평균 오일공급량 측면에서 불연속적인 오일공급 크랭크샤프트의 채택은 연속적인 오일 공급 시스템에 비해 단지 커넥팅 로드 베어링쪽으로 공급 되는 유량만 약 51% 정도 상대적으로 줄이며, 메인 베어링으로 공급되는 유량에는 큰 영향을 미치지 않는다.

(2) 순간적인 오일공급 특성 측면에서는 커넥팅 로드 베어링쪽으로 불연속적 오일공급이 이루어짐으로 인해 메인 베어링에 공급되는 유량 또한 급격한 변동 현상을 보여준다.

(3) 유로 내 압력변동의 특성 측면에서는 불연속 오일공급시스템의 경우가 상대적으로 불리한 압력 변동의 특성을 보여준다.

기호설명

a_1, a_2 : Geometrical parameter

b	: Bearing width
b_n	: Width of groove
d	: Journal diameter
r	: Journal radius
P_s	: Supply oil pressure
\bar{P}	: Mean surface pressure
q_b	: Geometrical parameter
S_o	: Sommerfeld number
V	: Volumetric flow rate
z	: Oil feed diameter
Ψ	: Radial clearance ratio
ϵ	: Eccentricity ratio
η	: Dynamic viscosity
ω	: Angular velocity

후 기

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

참고 문헌

1. Hisanao Torii, Tamio Nakakubo and Masahiko Nakada, "Elastohydrodynamic Lubrication of a Connecting Rod Journal Bearing in Consideration of Shapes of the Bearing," SAE920485.
2. Pawan K. Goenka and Richard F. Stumbo, "Method for Determining Optimum Crankshaft Oil-Hole Location," SAE860357.
3. M.A. Mian, "Design and Analysis of Engine Lubrication Systems," SAE970637.
4. 윤정의, 전문수, "엔진 윤활 시스템에 있어서 Aeration 발생 Mechanism 연구," 한국윤활학회지, 제17권, 제6호, pp.447-452, 2001.
5. 윤정의, 전문수, "엔진 윤활시스템에서 오일 압력 변동의 영향," 한국자동차공학회논문집, 제10권, 제3호, pp.44-50, 2002.
6. Affenzeller Glaser, "Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren," Chap.5Springer-Verlag, Germany, 1996.
7. Paul R. Meernik, "Lubricant Flow to Connecting-Rod Bearings Through a Rotating Crankshaft," SAE860229.
8. Franz Maassen, Franz Koch and Franz Pischinger, "Connecting Rod Bearing Operation with Aerated Lub Oil," SAE981404.