

전산유체해석을 이용한 엔진유탈시스템 설계

윤정의[†] · 심병민 · 한세범 · 정연두 · 김동렬 · 채경덕 · 황영택
박종원* · 윤성호* · 김용태* · 박병완*

삼척대학교 메카트로닉스공학부, *GM대우자동차기술연구소

Engine Lubrication System Design Using Computational Fluid Dynamic Analysis

Jeong-Eui Yun[†], Byong-Min Sin, Seh-Beom Han, Yeon-Doo Cheong, Dong-Youl Kim,
Kyung-Duck Chae, Yeong-Taik Hwang, Jong-Won Park*,
Seong-Ho Yoon*, Yong-Tae Kim* and Pyeong-Wan Park*

Division of Mechatronics, Samcheok National University

**Department of Powertrain, Technical Center, GM Daewoo Auto & Technology*

Abstract – Engine lubrication system has very complex oil flow networks. Therefore it is difficult to evaluate and optimize the system only depending on experimental results. When we plan upgrading the engine performance the engine lubrication system must be considered in the plan. In this paper, engine lubrication system design using computational fluid dynamic analysis was studied. To do this, unsteady transient flow network analysis on the engine oil circuit system was carried out. Finally we discussed the design process in the modified engine lubrication system.

Key words – engine lubrication system, main bearing, connecting rod bearing, oil flow rate, pressure distribution.

1. 서 론

일반적으로 자동차 엔진 유탈시스템은 많은 관련 부품이 포함된 상당히 복잡한 회로로 구성되어 있으며, 오일펌프를 통해 공급되는 유탈유는 전 운전 조건에서 각 부품이 요구하는 모든 유탈유공급조건(공급유량, 유압, 점도 등)을 만족하여야만 한다. 자동차 엔진 개발자가 엔진의 성능을 향상시키거나 배기가스 규제 만족 등의 이유로 새로운 부품을 엔진에 추가하여야 할 때 일상적으로 겪게 되는 어려움은 현재의 유탈시스템만으로 충분한가 하는 질문에 답을 찾는 일이다. 최적화 되어진 현재의 엔진 유탈 시스템에 부품을 추가하거나 엔진의 성능을 개선시킴에 따른 출력향상으로 베어링이 감당하여야 할 하중이 증가할 경우에 공급유량과 유압

을 증대하고자 펌프의 출력만을 증가시키는 방법은 바람직하지 않다. 또한 펌프의 출력을 반드시 증가시켜야 할 경우에도 최적화를 위해선 얼마만큼 증가시켜야 하는가에 대한 명확한 판단이 선행되어야 한다. 이를 위한 최종결정을 위해서는 많은 엔진시험이 우선적으로 요구되지만 이에 앞서 엔진유탈시스템에 대한 유동해석이 쉽게 이루어진다면 시험의 횟수와 범위를 상당히 줄일 수 있을 것이다. 또한 시험이 불가능하거나 엔진시험결과를 깊이 있게 이해하는데 있어서도 유탈시스템의 해석 결과는 매우 유용한 정보를 제공하게 된다.

본 연구에서는 유탈시스템의 설계를 위해 상용 1-D 유동해석프로그램인 Flowmaster를 사용하여 유탈시스템을 해석하였다. 유탈시스템의 경우 엔진의 회전에 따라 유량의 공급이 변화하게 되므로 과도비정상해석(Unsteady Transient Analysis)을 수행하였다. 그리고

[†]주저자 · 책임저자 : jeyun@samcheok.ac.kr

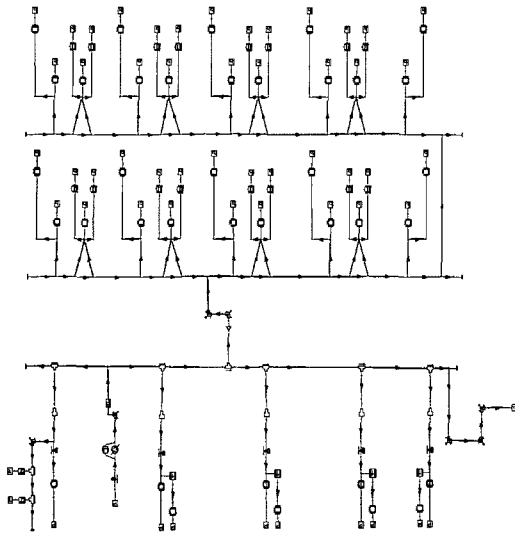


Fig. 1. Analysis model of engine oil circuit network.

해석결과의 현실성을 유지하고자 온도에 따른 베어링 간극의 변화를 해석과정에서 고려하였다.

2. 해석 모델

Fig. 1은 본 연구에서 채택한 엔진의 오일회로를 상용 해석프로그램인 Flowmaster를 사용하여 모델한 그림이다. 대상엔진은 4기통 DOHC알루미늄 블록 가솔린 엔진으로, 불연속 오일공급 크랭크시스템을 채택하고 있다. 또한 헤드에는 롤러 형태의 캠 종동자(roller follower)를 가지고 있으며, 이를 지탱하고 회전시켜주기 위해 피벗 베어링 (pivot bearing)이 채택되어져 있다. 해석 시 오일 그루브에서 커넥팅 로드 대단부 베어링쪽으로 연결된 통로를 통해 흐르는 오일은 통로의 회전에 의한 원심력의 효과를 고려하여 해석하였다. 그리고 그루브 내의 정체된 오일이 빠른 원운동을 하는 오일통로 쪽으로 이동할 수 있도록 해주는 가속력, 그리고 각 통로 상에서 발생하는 마찰손실효과 또한 본 해석에서 고려하였다[1-3].

커넥팅 로드 대단부 베어링은 상하 모두 평 베어링을 사용하였으며, 메인 베어링의 경우에는 위쪽부분은 3 mm의 폭을 가진 그루브형 베어링을 사용하였으며, 아래쪽부분은 지지 하중력 향상을 위해 평 베어링을 채택하였다.

그리고 해석에 사용한 베어링을 통한 유량 계산은 아래의 (1-7)식을 사용하였다. 그리고 베어링을 통해

흐르는 공급오일의 온도 상승효과는 회전운동에 의한 마찰력으로부터 발생하는 열은 전부 공급되는 오일에 의해 배출된다는 가정 하에서 아래의 (8), (10)식으로부터 계산하였다. 또한 (8)식 계산에서 계산의 단순화를 위해 자세각(attitude angle)은 좁은 폭 베어링에 관한 해석식 (9)을 사용하였으며, 극한 조건에 대한 경우를 얻고자 캐비테이션이 발생하지 않는다는 가정 하에서 $I = 1$ 의 값을 사용하였다[4-6].

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

Where,

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

$$-10.1073\left(\frac{b}{d}\right)^3 + 5.0141\left(\frac{b}{d}\right)^4$$

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

$$-0.038817\left(\frac{b}{d}\right)^3 - 0.090551\left(\frac{b}{d}\right)^4$$

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

for grooved bearing,

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

for bored bearing,

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

where,

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

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

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

$$\Delta T = \frac{Fr\omega}{pVC}$$

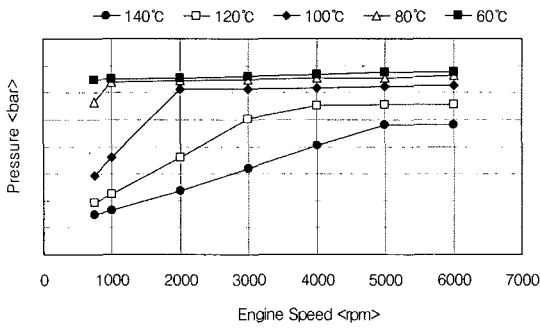


Fig. 2. Variation of supplied oil pressure to main gallery.

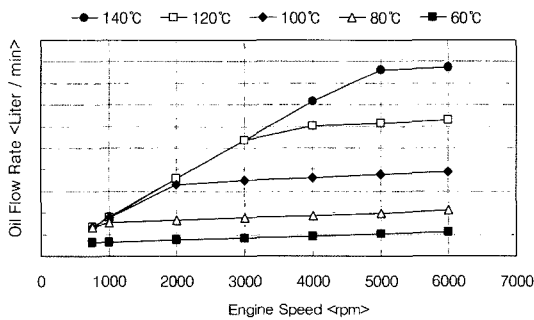


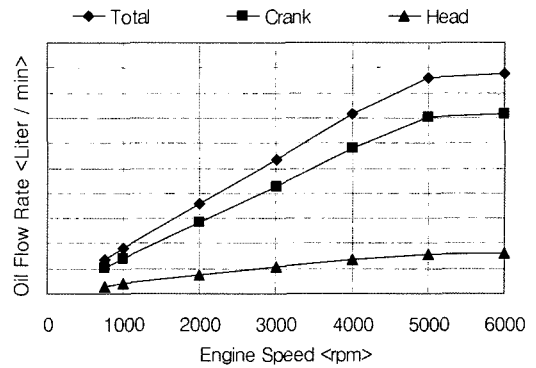
Fig. 3. Variation of supplied oil flow rate to main gallery.

3. 결과 및 고찰

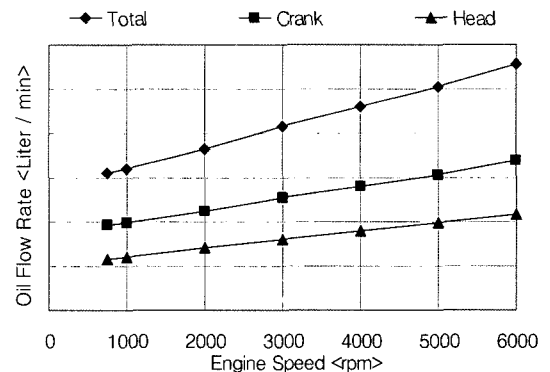
Fig. 2, 3은 각각 펌프로부터 메인 갤러리로 공급되는 오일의 압력과 유량을 공급온도에 따라 계산한 결과이다.

Fig. 2에서 알 수 있듯이 공급압력의 경우 온도가 증가함에 따라 감소하는 경향을 가짐을 알 수 있다. 이러한 원인은 온도증가에 따른 오일 점도의 감소와 함께 열팽창에 의한 베어링 간극의 증대에 기인한 것이다. 특히 알루미늄 블록을 채택한 경우 온도상승에 따른 크랭크샤프트(철로 구성, 열팽창계수: $10e-16/^{\circ}C$)와 베어링(알루미늄으로 구성, 열팽창계수: $23e-16/^{\circ}C$)사이의 열팽창 계수의 차이에 따른 베어링간극의 증대는 급격한 공급오일의 압력저하를 가져오게 한다. 이러한 이유로 메인 갤러리로 공급되는 유량은 온도가 증가함에 따라 급격하게 증가하는 경향을 가지게 됨을 알 수 있다.

Fig. 4는 공급온도 및 엔진 회전수 변화에 따른 오일공급 분배를 계산한 결과이다. 그림에서 알 수 있듯이 온도가 $60^{\circ}C$ 에서 $140^{\circ}C$ 로 상승하게 되면서 엔진의



(a) $140^{\circ}C$ oil temperature condition



(b) $60^{\circ}C$ oil temperature condition

Fig. 4. Oil flow distribution between crankshaft and head side. (a), (b) are results at $140^{\circ}C$ and $60^{\circ}C$ oil temperature condition in main gallery.

크랭크샤프트로 공급되는 오일량이 급격하게 증대하는 이유는 알루미늄 블록을 채택함에 따른 영향이다. 앞에서 언급하였듯이 온도가 상승할 경우 크랭크샤프트와 메인 베어링사이의 열팽창 계수의 차이에 따른 베어링 간극의 증대로 인해 유량공급이 급격하게 증가하기 때문이다.

Fig. 5, 6은 메인 베어링과 커넥팅 로드 베어링을 통해 흐르는 오일유량을 온도 및 엔진 회전수 변화에 따라 계산한 결과이다. 메인 베어링과 커넥팅 로드베어링은 크랭크샤프트 시스템을 구성하는 오일소모 부품 중 공급되는 오일의 대부분을 소모하는 부품으로 특히 메인 베어링의 경우 열팽창문제로 인해 대부분의 오일을 소모한다. 이에 반해 커넥팅 로드 베어링 경우는 상대적으로 적은 변화를 보여준다. 그리고 온도 증가에 따른 오일량의 증대는 단지 온도 상승에 의한 오일 점도의 감소에 기인한 것이다.

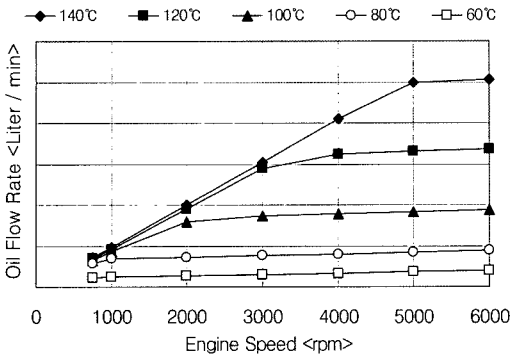


Fig. 5. Variation of oil flow rate to main bearing.

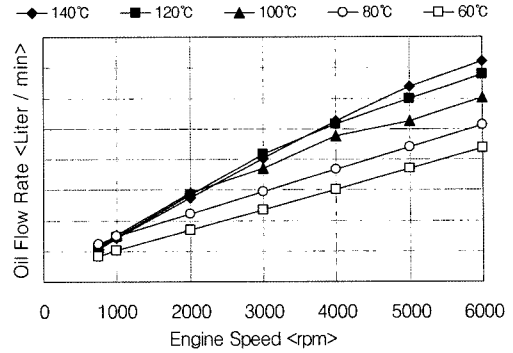


Fig. 7. Variation of oil flow rate to cam bearing.

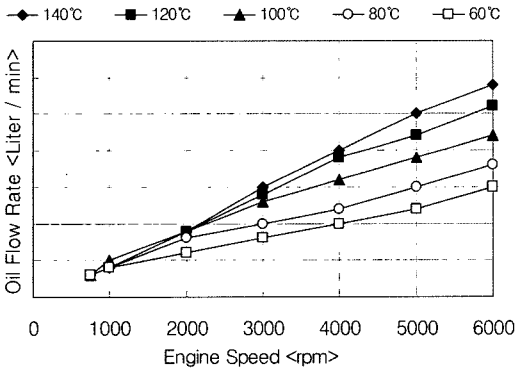


Fig. 6. Variation of oil flow rate to con-rod bearing.

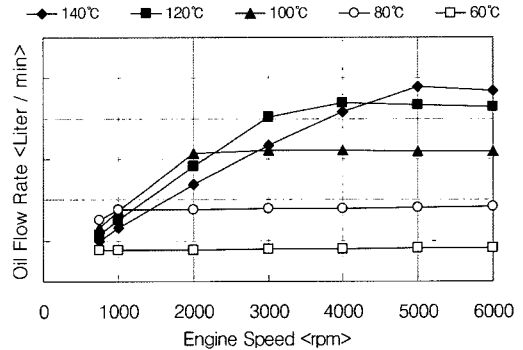


Fig. 8. Variation of oil flow rate to HLA.

Fig. 7, 8은 엔진 헤드를 구성하는 부품 중 오일의 대부분을 소모하는 캠 베어링 및 HLA(Hydraulic Lash Adjust)에서 소모하는 오일량을 계산한 결과이다. 상대적으로 온도의 변화에 따라 소모되는 오일의 변화는 HLA에서 심하다는 것을 알 수 있다. HLA에서 오일 소모는 간극, 열팽창, 온도변화에 따른 점도 값, 스프링 작용 힘 등이 복잡하게 상호작용을 하면서 발생하게 되며, 특히 안정적으로 본연의 기능을 수행하기 위해서는 전 운전영역에서 최소한의 오일량 및 압력을 유지하도록 해주어야 한다. 이와 같은 문제로 HLA 해석 시에는 반드시 공급압력이 적당함을 판단하는 과정을 포함시켜야 한다.

Fig. 9, 10은 온도변화 및 엔진 회전수 변화에 따른 각 윤활부품에 공급되는 오일압력의 변화를 도시한 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 온도가 상승하면 유량의 증대로 인해 공급압력은 감소하게 된다. 그리고 압력손실이 가장 큰 부분은 펌프에서 메인 갤러리로 공급될 때 오일 필터를 통과하면서 발생하는 압력강하와 크랭크샤프트 및 헤드 부분으로 흐르는 오일을 제어하

고자 설치한 오리피스스를 통과할 때 나타나는 압력 강하임을 알 수 있다. 그리고 펌프에서 가장 멀리 떨어져 있는 부품인 HLA경우는 전 운전영역에서 특정압력 이상의 오일이 공급되어야 하며 일반적으로 750 rpm, 140°C 조건(hot idle condition)에서 1.5 bar 이상의 값을 요구하는 경우가 많다.

Fig. 11은 지금까지 해석하였던 엔진 오일시스템에 새로운 윤활부품을 추가하였을 때 발생하는 유량 및 압력감소 현상을 %로 표시한 결과이며, Fig. 12는 이 경우 오일감소에 따른 커넥팅 로드 베어링의 온도증가를 계산한 결과이다. 엔진 개발자가 엔진의 성능을 향상시키거나 배기가스 규제 만족 등의 이유로 새로운 부품을 엔진에 추가하여야 할 때 일상적으로 겪게 되는 어려움은 추가부품으로 인해 현재의 윤활시스템에 미치는 영향을 정량적으로 평가하는 것이다. 이러한 정량적인 판단을 기준으로 엔진의 오일펌프의 용량 결정 및 유로 개선방안이 마련될 수 있다. 이러한 판단 기준으로 여러가지 요소가 고려되어야 하겠지만 무엇보다도 공급유량 및 유압변화와 함께 이로 인해 공급

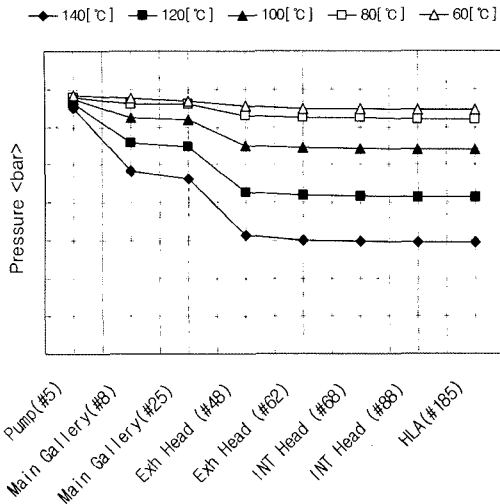


Fig. 9. Variation of oil pressure drop distribution through oil passage at 60000 rpm cond.

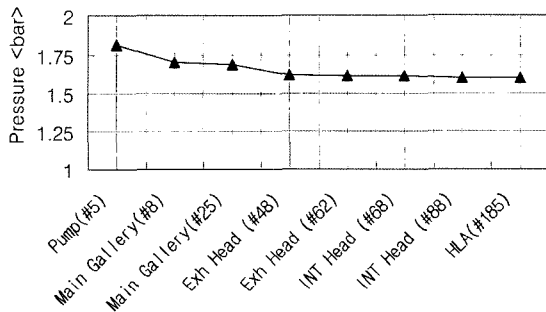


Fig. 10. Oil pressure drop distribution through oil passage (750 rpm, oil temp=140°C).

되는 유회유의 온도상승효과 평가는 이러한 요소 중에서 가장 중요하게 다루어져야 할 것이다.

기존 엔진의 오일시스템 평가 뿐만 아니라 기존 엔진에 새로운 유회부품을 추가하였을 때 나타나는 현상을 판단하고자 할 때에 이상과 같이 상용 해석프로그램을 이용하여 전산 유체해석을 수행하는 것은 매우 유용한 방법임을 지금까지의 결과로부터 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구는 전산유체해석을 이용한 유회시스템의 설계방안을 마련하고자 수행되었으며, 상용 1-D유동해석 프로그램인 Flowmaster를 사용하여 일련의 유회시스템을 해석하였다. 이상의 연구결과를 통하여 아래의 결론을 얻었다.

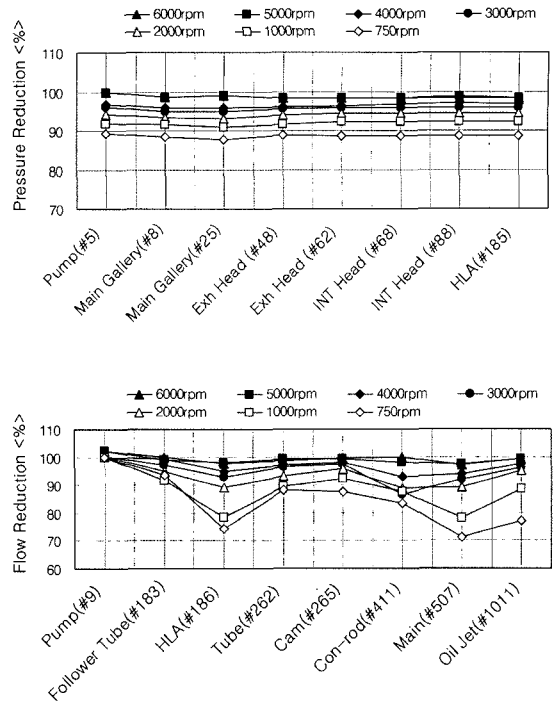


Fig. 11. Pressure and flow reduction due to additional component on basic oil circuit.

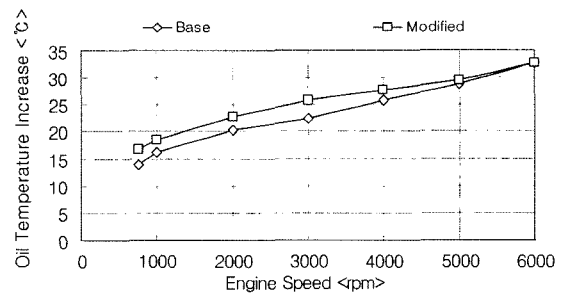


Fig. 12. Oil temperature increase in connecting rod bearing due to additional component on basic oil circuit.

1. 온도증가에 따른 오일 점도의 감소와 함께 열팽창에 의한 베어링 간극의 증대로 인해 펌프에 의해 메인 갤러리로 공급되는 유량은 온도가 증가함에 따라 증가하지만 압력은 감소하는 경향을 가진다.

2. 전체 엔진 오일시스템에서 압력손실이 가장 큰 부분은 펌프에서 메인 갤러리로 공급될 때 오일 필터를 통과하면서 발생하는 압력강하와 크랭크샤프트 및 헤드 부분으로 흐르는 오일을 제어하고자 설치한 오리피스 통과할 때 나타나는 압력 강하이다.

3. 기존 엔진의 오일시스템 평가 뿐만 아니라 기존 엔진에 새로운 윤활부품을 추가하였을 때 나타나는 현상을 판단하고자 할 때에 상용 해석프로그램을 이용하여 전산 유체해석을 수행하는 것은 매우 유용한 방법이다.

기호 설명

α_1, α_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
V	: Total oil volume
\dot{V}	: Volumetric flow rate
W	: Load

z	: Oil feed diameter
ε	: Eccentricity ratio
ω	: Angular velocity
Ψ	: Radial clearance ratio ($=c/r$)
ψ	: Attitude angle

참고 문헌

1. Steve Zoz, Steve Strepck, marc Wiseman and Cheng Qian, "Engine Lubrication System Model for Sump Oil Temperature Prediction," SAE2001-01-1073.
2. Jagadish Sorab and Stefan Korcek, "Surface and Engine Oil Effects on Journal Bearing Lubrication," SAE981408.
3. Paul R.Meernik, "Lubricant Flow to Connecting-Rod Bearings Through a Rotating Crankshaft," SAE860229.
4. 윤정의, "불연속 오일공급 랭크샤프트 시스템을 채택한 엔진 윤활시스템의 해석," *한국윤활학회지*, Vol. 20, No. 1, 2004.
5. Affenzeller Glaser, "Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren," Chap. 5, Springer-Verlag, Germany, 1996.
6. Cameron, "The Principles of Lubrication," Chap.12, William Clowes and Sons, 1967.
7. 윤정의, "연속오일공급 형태의 크랭크샤프트 베어링 설계," *한국윤활학회지*, Vol. 20, No. 2, 2004.