

## 컴퓨터 프로그램을 이용한 엔진오일 내 공기함량 변화가 엔진윤활시스템에 미치는 영향 연구

전상명<sup>†</sup> · 박영환 · 장시열

국민대학교 자동차공학 전문대학원

### A Study on Effects of Oil Aeration Level on Engine Lubrication System by using Computer Program

Sang Myung Chun<sup>†</sup>, Younghwan Park and Siyoul Jang

Graduate School of Automotive Engineering at Kookmin University

**Abstract** – A Parametric study based on a computer analysis of the lubrication system of a four-cylinder gasoline engine is illustrated. Through the parametric study, the effects of various aeration levels on the change of oil flow rate and pressure are investigated. Also, at high oil temperature and low engine speed, the effect of oil aeration level on oil flow characteristics in lubrication system is investigated. The illustrated results may give to designers the guide lines of oil aeration level for the safe design of engine lubrication systems in terms of minimum pressure at crank oil bore.

**Key words** – aerated engine oil, aeration level, engine lubrication system, flow rate, pressure drop, centrifugal pressure.

#### 1. 서 론

엔진 개념 설계 시는 하드웨어가 없는 상태이므로 실험을 통한 검증이 수행할 수 없다. 이러한 문제를 해결하기 위해서 지금까지 실용적인 해석적 방법들이 엔진 설계자들에 의해 요구되어져 왔으며, 몇몇 관심 있는 연구자들에 의하여 그 방법들 [1-2]이 개발되어져 왔다. 특히 최근 Chun[1]에 의해 이전의 연구 결과[2]와 유압 태핏과 캠 축 중심을 통하여 윤활유가 공급되는 캠 베어링에 관한 그의 연구를 바탕으로 엔진 윤활 시스템의 유로망 해석을 위한 체계적인 컴퓨터 프로그램[1]이 개발되어졌다. 본 프로그램은 저자가 자체 개발한 것으로 ELUBSYS라 부른다.

엔진 윤활 시스템 내 윤활유에 공기가 존재하는 것은 피할 수 없는 문제이다. 이러한 엔진 오일 내의 공기 함유량에 따라서 엔진 윤활의 특성이 변할 수 있다.

결국 공기함량이 어떤 수준에서 벗어나면 기관의 수명 및 안전에 중대한 영향을 미칠 수 있다.

따라서, Nemoto[3] 등은 엔진 윤활유내의 기포 함유량이 엔진 신뢰도에 미치는 영향을 실험적으로 연구하였고, 최근에는 Maassen[4] 등에 의하여 크랭크 암의 오일 보어에서 용해되어있던 공기의 방출에 관한 연구가 있었다. 그 이유는 오일 보어 내 원심력은 회전 중심과의 거리 차이에 따라 증감하며 최소 거리 지점에서 오일의 압력은 공급 압력과 비교할 때 떨어지게 되어 용해되어있던 공기가 기포로 방출되어진다. Nikolajsen [5]은 공기가 혼입된 오일의 점도와 밀도에 관한 해석적 모델을 제시하였다. 그 모델은 레이놀즈 방정식을 이용하여 공기 혼입 오일에 의한 유막 베어링 윤활의 거동을 예상하였다. 그러나 엔진 윤활 시스템 내의 윤활유 흐름에 공기 혼입이 미치는 영향에 관해서는 연구가 더 필요하다.

프로그램 ELUBSYS는 캠 베어링과 유압 태핏의 유동뿐만 아니라 커넥팅 로드 대단부의 오일 젯을 통한

<sup>†</sup>주저자 · 책임저자 : smchun@kmu.kookmin.ac.kr

주기적인 흐름도 모델링 하였으며, 또한 원심력으로 인하여 크랭크 축과 캠 축의 오일 보어로 들어가거나 나가는 윤활유의 압력 저항과 압력 증대에 관해서도 고려되었다. 본 논문에서는 엔진 윤활 시스템의 회로망 해석을 위한 체계화된 컴퓨터 프로그램인 ELUBSYS를 사용하여 전체 윤활 시스템 내 공기 혼합 오일에 대한 압력 강하와 유량의 변화에 미치는 영향을 순수 오일의 경우와 비교 분석하고자 하며, 이로부터 공기 혼입의 한계치를 크랭크 보아 내의 포화압력(여기서는 공기 방울이 오일 속에 용해되어 있다가 다시 나타나기 시작하는 압력을 말함) 관점에서 설정해 보고자 한다. 또한 엔진이 저 rpm으로 운전되고 있으나 고온인 경우 윤활 시스템 내 공기 혼입량에 따른 유압 변화 특성을 조사하였다.

### 2. 엔진 윤활 시스템

연구에 사용된 기관은 소형 4기통 1500cc DOHC 가솔린 엔진이다. 윤활 시스템은 Fig. 1과 같이 오일팬, 흡입관, 오일 펌프(P), 오일 필터(F), 주 베어링(M1-M5), 커넥팅 로드 베어링(B1-B4), 커넥팅 로드 대단부의 오일 젯, 캠 베어링(C11-C15와 CE1-CE5), 유압 테핏(T11-T18과 TE1-TE8), 크랭크 암 오일 보어와, 캠 축의 오일 보어 그리고 수평과 수직의 유로로 구성된다.

실험 엔진의 오일 펌프는 시클(sickle)형이고 오일 필터는 종이 여과지를 사용한 풀 프로우(full flow)형이다. 펌프의 용량은 7.13 cc/rev로 설계 되어졌다. 필터 내 여과지의 평균 여과 입자 크기는 약 40 μm 이고 필터 내부의 릴리프 밸브 조절 압력은 10.2 kgf/

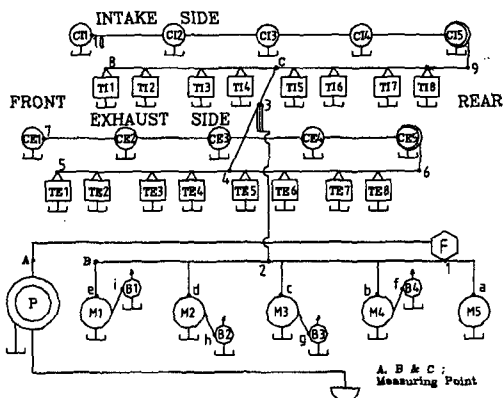


Fig. 1. The schematic diagram of engine lubrication system.

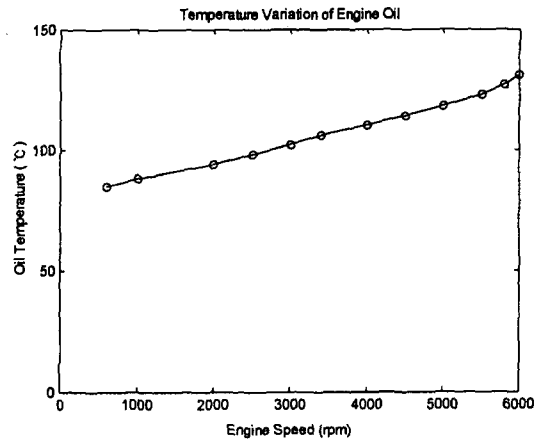


Fig. 2. Variations in temperature of engine oil.

cm<sup>2</sup>이다. 엔진에 사용된 오일은 SAE 5W30이며 각 RPM에서 측정된 오일 온도는 Fig. 2와 같았다. 오일 온도는 각 rpm에서 온도가 안정된 상태의 오일 팬에서의 측정 값이고 엔진 윤활 시스템의 전 유로에서 온도는 동일한 것으로 가정하였다. 또한 기포의 표면 장력은 0.0365 N/m으로 온도에 따라 변하지 않는다고 보았다.

### 3. 윤활 부품 유동 특성

본 연구에 사용된 오일펌프의 유량과 압력 측정치는 Fig. 3과 같으며, 오일펌프 체적 효율은 Fig. 4와 같다.

Fig. 4에 나타난 오일 펌프 체적 효율은 각 rpm의 실 압력 하에서 측정된 것이다. 여기서 600~2000 rpm에서의 효율은 80°C에서 측정된 값이며, 3000~

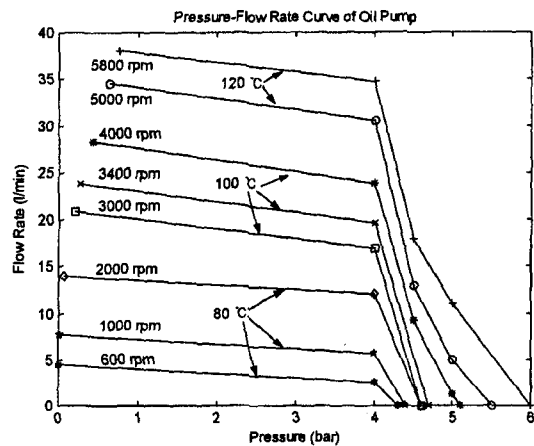


Fig. 3. Flow characteristics of oil pump.

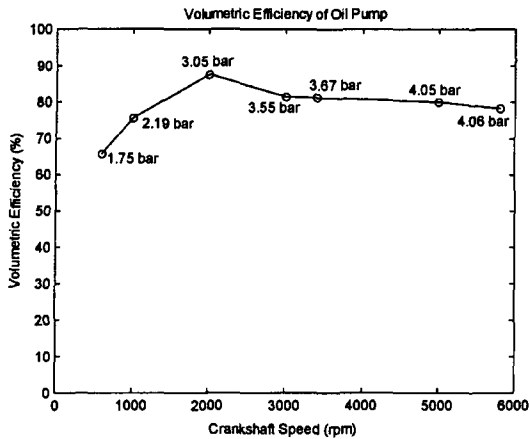


Fig. 4. Volumetric efficiency of oil pump.

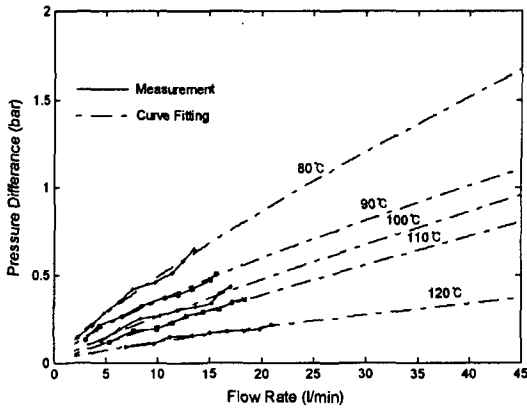


Fig. 5. Flow characteristics of oil filter.

4000 rpm은 100°C에서, 5000~5800 rpm은 120°C에서 측정된 값이다. 더 나은 회로 해석 결과를 얻기 위해서는 각 rpm의 실제온도에 따라 측정된 정확한 값의 체적효율이 필요하다고 본다.

시험 장치에서 측정된 필터의 유량과 압력 관계는 Fig. 5와 같다. Fig. 5의 오일 필터의 유동 특성의 각 곡선 중 90°C의 수치들은 600~2000 rpm, 100°C는 3000~3400 rpm, 110°C는 4000 rpm 그리고 120°C는 5000~5800 rpm에서의 필터 유동저항 값으로 각각 쓰여졌다. 하지만 본 연구에서 측정된 오일 필터 압력 저항값은 공기량의 증가에 따라 일어날 수 있는 오일 필터를 통한 압력 변동을 고려하지 못했다. 이 작업은 추가적인 측정 실험이 요구된다.

ELUBSYS프로그램에서는 오일 젯에서의 유량은 비압축성 비케비테이션 오리피스 유동으로 참고문헌[1-2]에 기술된 관계식을 사용하였다. 커넥팅 로드 대단부의 오

일 젯을 통한 주기적인 유동이 고려되었고 한 사이클 동안의 오일량을 시간당으로 평균한 유량을 사용하였다.

회전하는 축에서는 오일 보어의 출입구 양단에서 압력의 감소나 증가가 발생한다. 이러한 축 회전으로 인한 크랭크 암 오일 보어 및 캠 축 오일 보어에서의 오일 공급 압력의 증감에 대한 자세한 사항은 참고문헌[1]의 이론을 사용하였다.

또한 엔진 베어링의 유형에 따른 유량은 참고문헌[1-2]에 기술되어져 있는 이론을 사용하였다.

유압 태핏으로부터의 흘러나오는 유량은 태핏과 하우징 사이로 나오는 유량과 플런저와 가이드 사이로 나오는 유량이 있다. 정지 상태에서는 태핏 및 플런저의 속도가 고려되지 않는 태핏과 하우징 사이의 유량 및 플런저와 가이드 사이의 유량의 합[1]으로 보았으며 운동 상태에서의 유량은 태핏의 속도를 고려한 태핏과 하우징 사이의 유량과 플런저의 속도를 무시한 플런저와 가이드 사이의 유량의 합[1]으로 보았다.

#### 4. 오일의 밀도와 점도

##### 4.1. 온도의 영향

엔진 윤활유의 밀도(kg/m<sup>3</sup>)와 점도(cSt)는 식 (1)과 식 (2)와 같이 나타낼 수 있고 상수 *aa*, *bb*, *cc*는 SAE 오일 종류에 따른 변수이다.

$$\rho_{oil} = 0.0361(aa - 0.000354T_f) \cdot 27680 \quad (1)$$

$$\nu_{oil} = \frac{\mu_{oil}}{\rho_{oil}} = 10^{10(bb - cc \log_{10}(T_f)) - 0.6} \quad (2)$$

*T<sub>f</sub>*, *T<sub>in</sub>*은 각각 화씨와 랭킨 온도이다. 상수 *aa*, *bb*, *cc*[6]는 SAE 5W30오일에서 0.9071, 7.7649, 2.7360이다.

일반적으로 유로에서의 윤활유 온도는 오일 팬에서와 같다고 가정한다. 그러나 베어링의 회전 시에는 베어링 내의 윤활유에 전단 저항이 일어나고 저어널과 베어링 사이에서 마찰열이 발생하여 이로 인한 동력 손실은 윤활유의 온도 상승으로 나타난다. 따라서 베어링 내 윤활유의 온도 상승을 고려하기 위해 다음과 같은 유효온도[7]를 사용하였다.

$$T_{eff} = T_{in} + \left( \frac{0.8 \cdot 10^6 P_{loss}}{Q \rho C_0} \right) \quad (3)$$

*T<sub>in</sub>*은 베어링 입구 온도(°C), *P<sub>loss</sub>*는 동력 손실(watt)이고 *Q*는 베어링을 통하여 흐르는 유량(cc/sec)이다. *ρ*

는 윤활유의 밀도(kg/m<sup>3</sup>), C<sub>0</sub>는 비열(J/kg°C)이고, 분 엔진 오일에서는 C<sub>0</sub> = 1796 +  $\frac{691}{160} T_{eff}$  [8]이다.

4.2. 공기의 영향

공기가 함유된 오일은 일반적으로 오일 통로에서 순수 오일 보다 점도가 더 낮으나 베어링 내부의 윤활유 흐름과 같은 고 전단 유동장에서는 공기가 혼입된 오일은 순수 오일과 비교 했을 때 점도 증가 현상을 나타낸다.

공기 혼입 오일의 밀도와 점도는 참고문헌의 관계식 [5]을 사용하였다. 즉, 밀도는 다음과 같이 표현된다.

$$\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_{oil}} = \frac{(1+\eta)\left(\bar{P}_{oil} + 2\frac{\bar{\sigma}}{\bar{r}}\right)}{\eta + \bar{P}_{oil} + 2\frac{\bar{\sigma}}{\bar{r}}} \quad (4)$$

여기서  $\eta = \frac{m_{in}}{m_{out}} = \frac{(\bar{P}_{oil}) + 2\frac{\bar{\sigma}}{\bar{r}_{in}}}{4\pi\left(\frac{\bar{r}_{in}}{d_{in}}\right) - 1}$  이고

$$\bar{r} = \frac{r}{c} = \frac{(\bar{P}_{oil})_{in} \bar{r}_{in}}{P_{oil}}, \quad \bar{\sigma} = \sigma / (\rho_{oil} \bar{R} T c),$$

$\bar{P} = P / (\rho_{oil} \bar{R} T c)$ , r은 기포의 반경, c는 기준 간극, T는 절대온도, ρ<sub>oil</sub>은 순수 오일의 밀도, σ는 기포에서의 표면 장력, R는 기체 상수이다.  $\bar{r}$ 는 다항식

$\bar{p}_{oil} \bar{r}^3 + 2\bar{\sigma} \bar{r}^2 - [(\bar{p}_{oil})_{in} + 2\bar{\sigma} / \bar{r}_{in}] \bar{r}_{in}^3 = 0$ 의 실근이며, 0과  $\bar{r}_{in}$ 사이의 값을 갖는다.

또한 점도는 다음과 같이 표현 될 수 있다. 즉, 오일 통로에서의 절대 점도

$$\bar{\mu}_1 = \frac{\mu_1}{\mu_{oil}} = \frac{\bar{\rho}}{1+\eta} \quad (5)$$

여기서  $\bar{\mu}_1$ 은 유로에서 작은 점도의 공기가 오일과 혼합 시 혼합 점도가 감소하는 것을 의미한다.

회전하는 베어링에서의 점도

$$\bar{\mu} = \bar{\mu}_1 + \bar{\mu}_2 \quad (6)$$

여기서  $\bar{\mu}_2 = \frac{\mu_2}{\mu_{oil}} = \Gamma \bar{h}_{in}^{3/2} \bar{r}^2 / \bar{h}_{in}^{1/2}$ ,

$\Gamma = \frac{\pi^2 \sigma}{\sqrt{2} \mu_{oil} U_h \bar{r}^3 \left(\frac{\bar{r}_{in}}{d_{in}}\right)}$ ,  $\bar{h} = \frac{h}{c}$ ,  $\bar{d} = \frac{d}{c}$  이고 U<sub>h</sub>는 베어링의 표면 속도이며 d는 기포 간의 거리이다. 즉,  $\bar{\mu}_2$ 는 축 회전으로 유체 내 전단력 증가가 생겨 공기방울

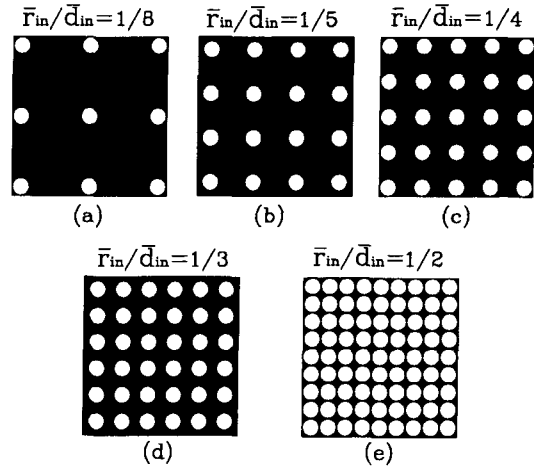


Fig. 6. Oil aeration levels.

의 찌그러짐 때문에 생기는 표면장력 증가로 발생하는 점도의 증가를 의미한다.

$\bar{r}_{in}/d_{in}$ 는 공기 함유수준(aeration level)을 나타내며, 여러 가지 공기 함유수준에 대한 구성도는 Fig. 6과 같다. 따라서 기하학적으로 공기의 부피 함량비는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$V = \frac{4\pi}{3A^3} \quad (7)$$

여기서  $A = 1/2(\bar{r}/d)_{in} + 1$ 이다.

5. 결과 및 해석

엔진 운전 중 rpm 증가에 따른 공기 혼입 상태는 다르게 나타난다. 본 연구를 위해 실험 엔진의 실린더 헤드 메인 유로에 연결된 파이프에 주사기를 연결하여 실 압력 하에서 오일에 함유된 공기의 부피 함량비의 백분율을 측정 한 결과 1000 rpm에서는 0.3%이었고 6000 rpm에서는 3.2%정도였다. 따라서 공기 함유수준이 6000 rpm에서의 실측치 보다 큰 범위의 값들을 각 엔진 rpm에 대해서 동일하게 적용하여 보았다. 즉, 본 연구를 위해 공기 함유수준의 크기는 1/8, 1/5, 1/4, 1/3, 1/2로 변경하여 가며 그 영향을 조사하였다. 참고로 이들 공기 함유수준을 공기의 부피 함량비 백분율로 나타내면 각각 3.35%, 9.77%, 15.51%, 26.81%, 52.36%이다. 또한 공기 방울의 반지름의 크기는 0.5 μm, 1.0 μm, 20 μm, 50 μm, 100 μm로 변경 시켜 가며 그 영향도 조사하였다.

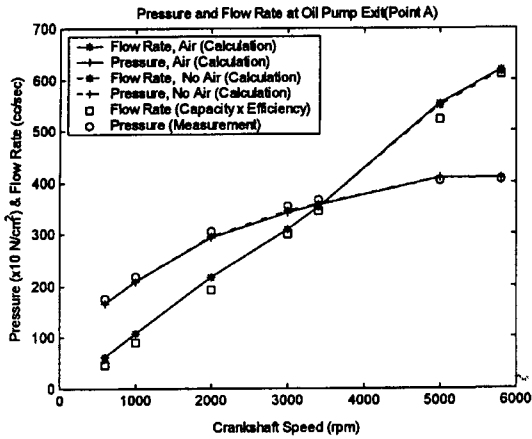


Fig. 7. Pressure and flow rate at oil pump.

또한 공기 함유수준의 변경을 위한 기준 공기방울 반지름은  $20\ \mu\text{m}$ 로 하였으며, 공기 방울 반지름을 변경하기 위한 기준 공기 함유수준은 1/5로 하였다. 이는 주어진 물리적인 입력 값들과 운전 조건 하에서 상기 공기 함유 조건을 적용한 결과 Fig. 7 및 8과 같이 오일 펌프 출구 및 각 측정점에서의 압력과 유량에 대한 실험치와 비교시 순수오일 적용 경우의 계산치와 1%이내의 편차로 유사한 결과를 나타냈으며, 다양한 공기 함유수준에 대해 계산한 결과 1/5 이하에서는 압력과 유량이 큰 차이를 보이지 않았기 때문이다. 또한 정상적인 상태의 실 엔진에서는 10%이하의 공기함유량을 갖는다. 본 연구를 위해 선택된 기준 공기 함유 상태는 단지 시험 엔진의 엔진유회시스템 내의 실 공기 함유 상태에서 나타날 수 있는 압력 및 유량 값들과 비교하기 위한 기준으로 선택하였다.

여기서 공기가 혼합된 오일의 유량은 단지 순수 오일의 점도 대신 공기가 함유된 오일의 혼합 점도를 사용하여 구한 것이다.

기준 공기함유 상태(공기 함유수준 1/5, 공기방울 반지름  $20\ \mu\text{m}$ )에서 오일 펌프 출구의 유량과 압력은 Fig. 7과 같이 나타났다. 즉 rpm 변화에 따른 계산된 유량 값과 측정된 유량을 비교하였으며 또한 측정압력과 그 계산된 값도 비교하였다. 순수 오일의 유량은 공기가 혼합된 경우보다 약 0.44% 이내의 범위 정도로 작게 나타났고 압력은 순수 오일 상태가 공기 혼합 상태보다 0.67% 정도가 높게 나타났다. 기준 공기 함유 상태에서 오일 펌프 출구 압력의 계산 값과 측정 값의 오차는 5.7% 이내에 있다(순수오일 경우는 오차가 5.2%임).

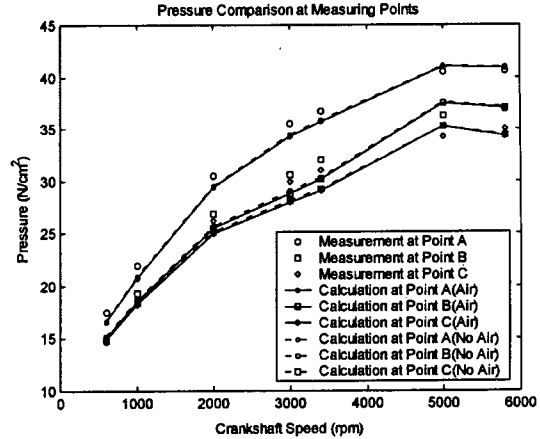


Fig. 8. Pressure distribution at pressure measuring points.

Fig. 8은 크랭크 축 속도의 변화에 따른 측정 위치 A, B, C(Fig. 1)에서의 측정 압력과 기준 공기 함유 상태에서의 계산에 의한 압력을 비교하였다. 측정 위치 A는 오일 펌프 출구이고 그 압력 값들은 Fig. 7에 나타난 값과 같다. 측정 위치 B와 C에서의 계산된 압력들은 5000 rpm을 제외하고는 측정 값들보다 작게 나타난다. 계산 값과 측정 값간의 오차는 6.5%이내이며, 순수 오일 상태에서의 압력이 공기 혼합 상태에서보다 0.67% 정도가 높게 나타났다.

Fig. 9는 기준 공기 함유 상태에서 식 (5)와 (6)으로 표현되는 오일 유회와 각 베어링에서의 무차원 점도 분포를 보여준다. 즉, 주어진 각 온도에서 순수 오일의 점도를 기초로 하여 무 차원으로 공기 혼합 상태의 점

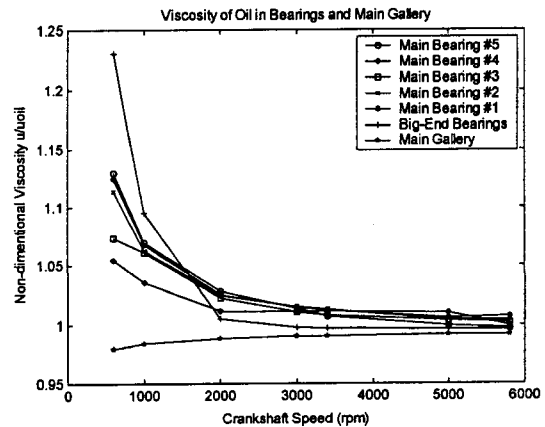


Fig. 9. Viscosity distribution of aerated oil at bearings and main oil gallery.

도를 나타내었다. 계산 결과 오일 유로에서 무 차원 점도는 1보다 작게 나타났다. 즉, 공기 혼합 오일은 작은 점도의 공기 기포로 인하여 순수 오일보다 혼합 점도가 낮게 나타났기 때문이다. 또한 오일 통로의 압력이 증가함에 따라 오일의 밀도가 커지므로 기대하는 바와 같이 점도는 점차 높아진다. 그러나 엔진 베어링에서는 축 회전에 의하여 심한 전단흐름이 생겨 공기 방울이 찢어져서 표면적이 증가하여 표면장력이 증가되어 점도가 높게 나타난다. 특히 낮은 rpm 영역에서 무 차원 점도는 1.23배 가량 높게 나타났다. 이는 낮은 압력에서는 공기방울 크기가 크기 때문에 그 만큼 표면적이 증가하여 표면장력이 증가하기 때문이다. 같은 양의 공기가 혼합되어도 엔진 회전 속도가 높아짐에 따라 베어링 입구 압력이 증가함으로 공기 방울 크기가 작아져 표면장력이 줄어들어 점도는 감소함을 보였다.

Fig. 10에는 기준 공기 함유 상태에서 회전하는 크랭크 축과 캠 축에서의 원심력에 의한 압력 저항과 오일 보어 주입 압력을 비교하였다. 크랭크 암과 후방에 있는 캠의 각 오일 보어 입구 압력은 축 회전에 의한 원심 압력 보다 매우 크게 나타났다. 따라서 기준 공기 함유 상태에서는 원심력에 의한 압력은 유회 시스템 내의 오일 흐름을 막지 못한다는 것을 알 수 있다. Fig. 11에서는 크랭크 축 오일 보어의 최소 압력과 시스템의 오일 내 기준 공기 함유 수준에서의 포화 압력을 비교하여 나타내었다. 본 엔진에서는 시스템의 포화 압력이 오일 보어의 압력보다 상당히 작게 나타났다. 따라서 기준 공기 함유 상태에서는 오일 보어 내

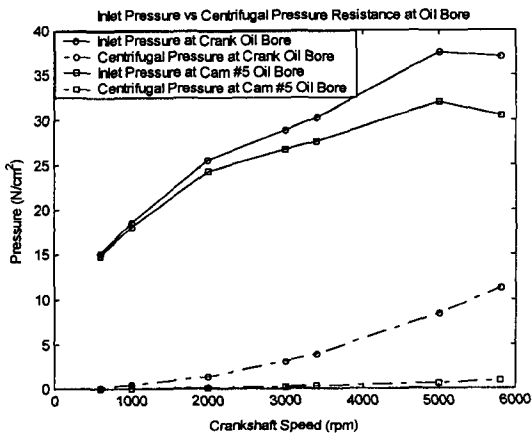


Fig. 10. Bearing entrance pressure vs. centrifugal pressure at big-end bearing and cam bearing.

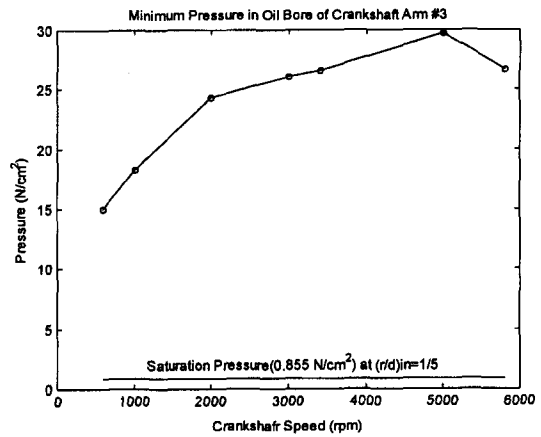


Fig. 11. Min. pressure vs. saturation pressure at crankshaft oil bore.

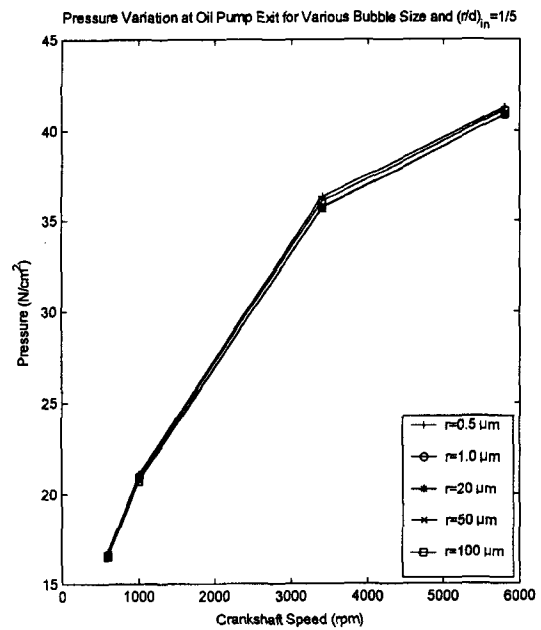


Fig. 12. Pressure variation at oil pump exit for various air bubble size.

에서의 정상적인 공기 혼입에 따른 큰 영향은 없으므로 볼 수 있다.

Fig. 12, 13과 같이 기준 공기 함유  $(r/d)_{in}$  수준인 1/5일 때에는 함유된 기포의 크기에 따른 오일 펌프 출구에서의 압력과 유량의 변화는 크지 않다. 그러나 기포의 반경이 20  $\mu\text{m}$  이더라도  $(r/d)_{in}$ 가 1/3 이상인 경우 오일 펌프 출구에서의 압력과 유량에 급격한 변화를 나타냈다.

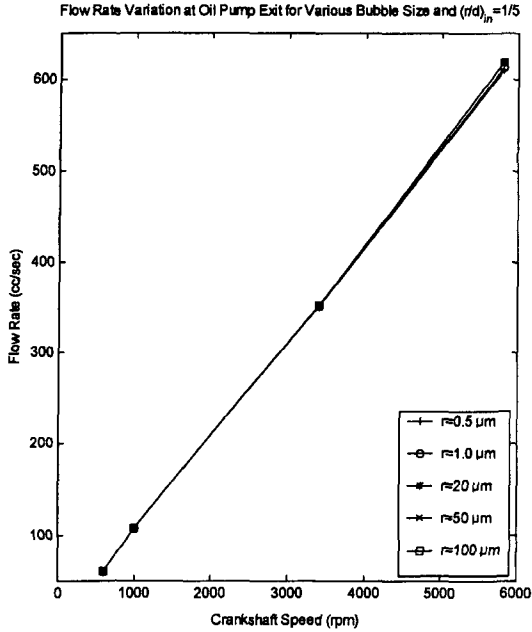


Fig. 13. Flow rate variation at oil pump exit for various air bubble size.

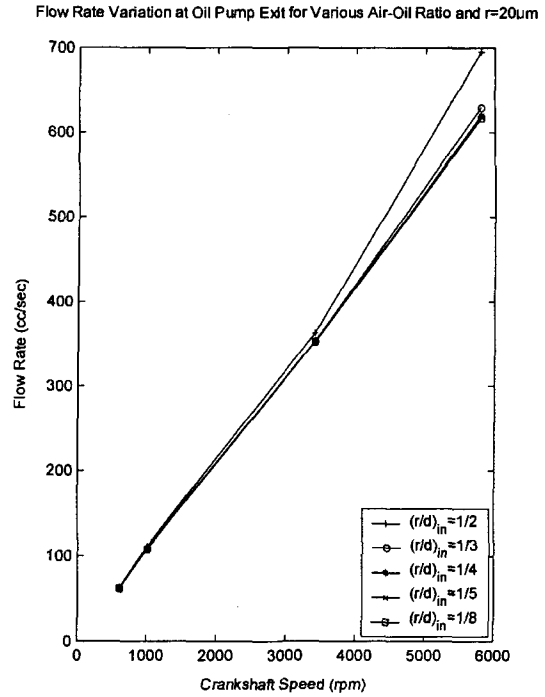


Fig. 15. Flow rate variation at oil pump exit for various oil aeration level.

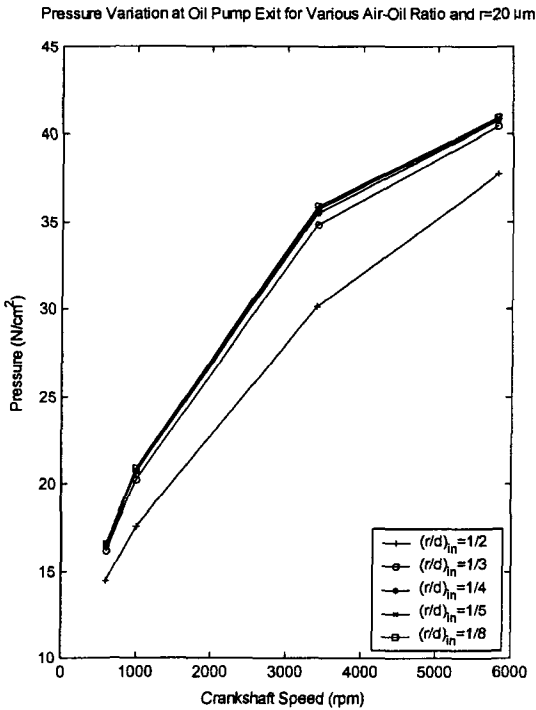


Fig. 14. Pressure variation at oil pump exit for various oil aeration level.

즉, Fig. 14, 15에 나타났듯이 기준 공기방울 크기에서  $(r/d)_m$ 가 1/3 이상으로 증가하면 시스템 내의 압력은 급격하게 떨어지고 유량은 특히 고 rpm에서 크게 증가하였다.

시스템의 압력 저하가 커짐에 따라 크랭크 축 오일 보어의 최소 압력이 포화 압력 보다 작아질 수 있다. Fig. 16에는 오일 내 공기 혼입 수준이 크게 증가할 경우 이러한 현상이 일어나는 것을 보여 주고 있으며, 이런 경우에는 커넥팅 로드와 베어링의 윤활을 줄 수 있다. 예를 들어, 기준 공기방울 크기에서 공기 함유 수준이  $(r/d)_m=1/3$ 인 경우 저 rpm 조건에서 세 번째 크랭크 축 암(arm)의 오일 보어 최소 압력은 포화 압력 이하로 떨어지기 시작하는 것으로 나타났다. 이러한 상황에서는 오일 보어 내의 극심한 오일 부족 현상이 일어날 수 있고 커넥팅 로드 베어링의 윤활 상태는 나빠지게 된다. 따라서 기준 공기방울 크기에서는 포화 압력 이상의 최소 압력을 유지하기 위해서는 공기 함유 수준은 이하로 유지되어야 한다.

엔진 윤활 시스템 내의 오일 점도의 변화는 공기 함유 상태와 온도와 압력과 밀도 등에 의존한다. Fig. 17, 18에서는 유로에서의 오일이 공기 함유 수준이 증

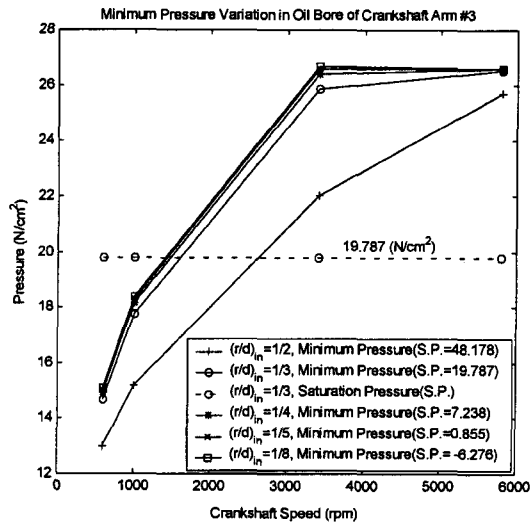


Fig. 16. Minimum pressure variation in oil bore of crankshaft arm #3.

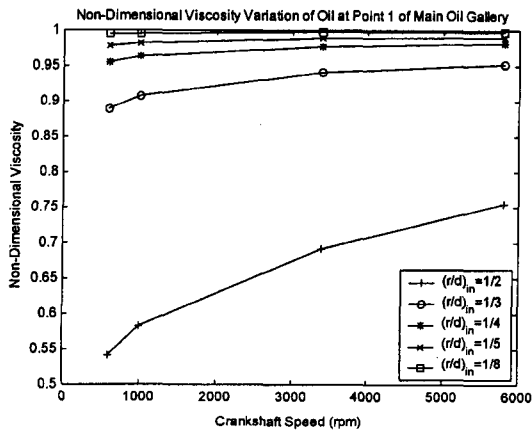


Fig. 17. Non-dimensional viscosity variation of oil at point 1.

가할 수록 오일의 점도와 압력은 감소하는 것을 보여 주는데, 이는 유로에서는 유허유의 점도 증가에 미치는 전단 흐름이 그다지 크지 않기 때문에 공기 방울의 찌그러짐이 거의 없으므로 이로 인한 표면 장력의 증가는 미미하며 오히려 작은 점도의 기포와 섞여 혼합 점도가 작아지기 때문이다. 공기 혼합 오일도 오일 통로에서는 엔진의 속도가 증가할 수록 점도는 높아지지 만 전반적으로 순수 오일의 경우 보다 점도가 더 낮게 나타났다. 또한 공기 함유 수준이 1/2까지 증가하면 점도의 감소는 순수 오일에 비하여 거의 절반까지 떨어진다.

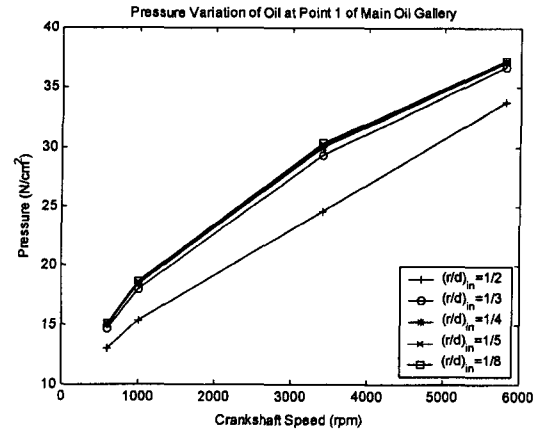


Fig. 18. Pressure variation of oil at point 1.

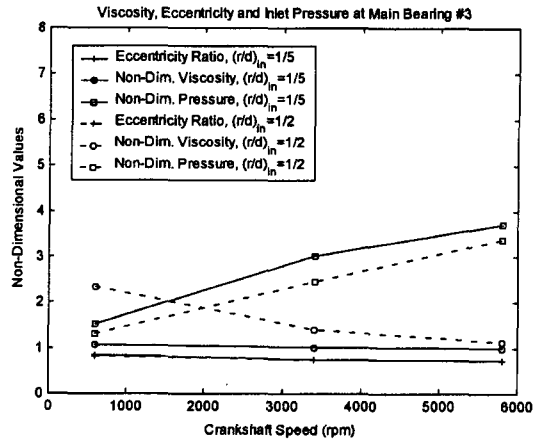


Fig. 19. Viscosity, eccentricity and inlet pressure at main bearing #3 for two aeration conditions.

Fig. 19, 20에서는 주 베어링 #3와 대단부 베어링에서 600 rpm, 3400 rpm, 5800 rpm일 때, 기준 공기방울 크기에서 공기 함유 수준이 1/5와 1/2인 경우의 무차원 점도와 편심률과 무차원 압력을 도시하였는데, 무차원 점도의 최대 증가치는 600 rpm에서 각각 2.342와 4.436이었다. 최대 압력 저하는 3400 rpm일 때 주 베어링 #3은 18.6%(5.615 N/cm²)이고 대단부 베어링은 5800 rpm일 때 20.3%(16.00 N/cm²)를 나타내고 있다. 또한 rpm 증가 시 입구 압력이 증가함에 따라 점도는 감소하는 경향을 나타냈다. 이는 고 rpm에서는 온도도 높아져 점도가 감소할 뿐 아니라 고압으로 인한 공기 방울의 크기가 작아지기 때문에 그 표면적이 줄어들어 표면장력이 줄어들어 점도가 감소하기 때문이다. 대단부 베어링에서 편심률의 변화는 공기 혼합 오일과 순



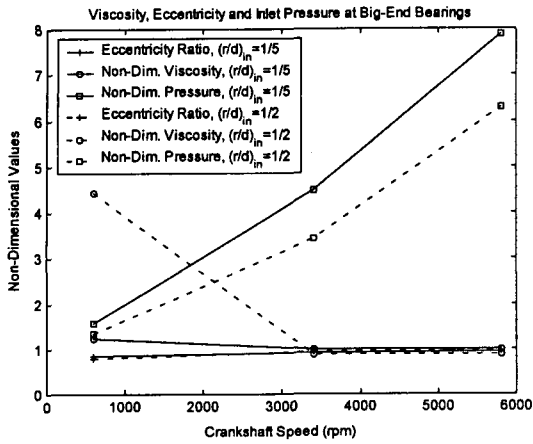


Fig. 20. Viscosity, eccentricity and inlet pressure at big-end bearing for two aeration conditions.

수 오일의 두 경우 모두가 600 rpm에서 약 0.8부터 5800 rpm에서의 0.95까지 변화였다. 편심률 0.9 이상의 값을 갖는 높은 rpm에서는 공기 혼합 오일의 점도는 순수 오일보다 낮게 나타났다. 이와 같이 편심이 클 때는 오히려 국부적으로 더 큰 전단흐름이 일어날 수 있으나 베어링 내부의 전체 전단력은 작아 질 수 있으므로 오일에 공기가 혼합될 수록 점도는 낮아지게 된다고 본다.

엔진을 구동하는 동안 고온의 저 rpm 조건, 즉 고속에서 갑작스런 감속이 이루어 졌을 때에는 엔진 오일의 압력 형성에 나쁜 상황이 될 수 있다. Fig. 1에서와 같이 오일 펌프와 오일 필터를 지나 메인 유로의 제일 먼 곳에 있는 베어링은 첫번째 주 베어링으로 이곳에서 첫번째 대단부 베어링으로 관통된 오일 보어에서 최소 압력이 발생할 수 있기 때문에 첫 번째 베어링 그룹을 조사하였다.

이미 Fig. 16에서 기포의 반경이 20 μm일 때  $(r/d)_{in}=1/3$ 인 조건에서 회전 속도가 600~1000 rpm의 저속 구간에서는 오일 보어의 최소 압력이 포화 압력보다 낮게 나타나기 시작한다. 따라서 공기 함유 수준이 이거나 그보다 작을 경우에서 오일 보어의 최소 압력이 포화 압력보다 얼마나 낮아지는가에 관한 조사가 필요하다고 본다. 이에 공기 혼합 수준은  $(r/d)_{in}=1/3, 1/4, 1/5$ 을 선택하였다. 오일 통로에서의 온도가 130°C였다면 600 rpm과 1000 rpm의 두 상황에서 공기 함유량이 증가함에 따라 첫 번째 주 베어링 내 오일의 유효 온도는 135~145°C 정도로 증가하며 이는 Fig. 21와 22에 나타나 있다.

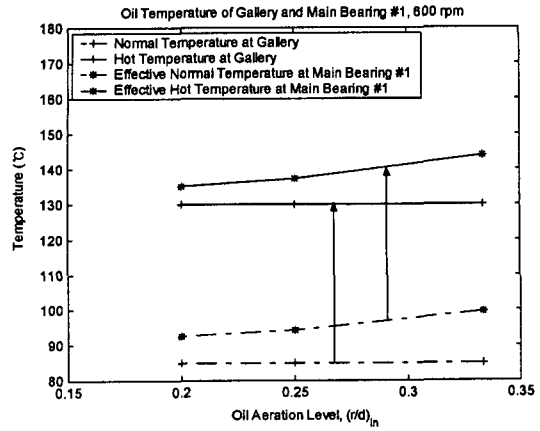


Fig. 21. Oil temperature of oil gallery and main bearing #1 at 600 rpm.

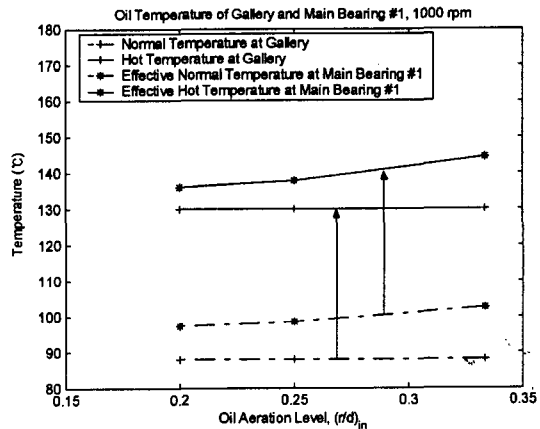


Fig. 22. Oil temperature of oil gallery and main bearing #1 at 1000 rpm.

Fig. 23에서는 600 rpm에서 오일 펌프 출구 압력과 오일 보어의 최소 압력이 공기 혼합 수준이 증가함에 따라 2.3~2.9 N/cm<sup>2</sup> 정도 저하되는 것을 볼 수 있다. 1000 rpm의 경우에서는 Fig. 24와 같이 3.7~4.2 N/cm<sup>2</sup> 정도 저하된다. Fig. 23와 24로부터 오일 보어의 최소 압력은 600 rpm에서는 공기 함유수준이 수준 보다 낮아지고, 1000 rpm에서는 보다 낮아지면 크랭크 오일 보어 압력이 포화 압력보다 낮아지기 시작하는 것을 알 수 있다.

Fig. 25에서는 오일 온도가 증가하면 유량은 증가하지만 600 rpm과 1000 rpm 모두 공기 혼합이 증가하여도 같은 양의 유량이 유지되고 있는 것을 나타내고 있다.

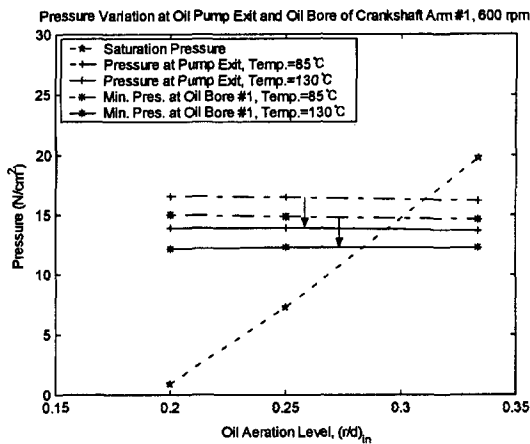


Fig. 23. Pressure variation at oil pump exit and oil bore of crankshaft arm #1 at 600 rpm.

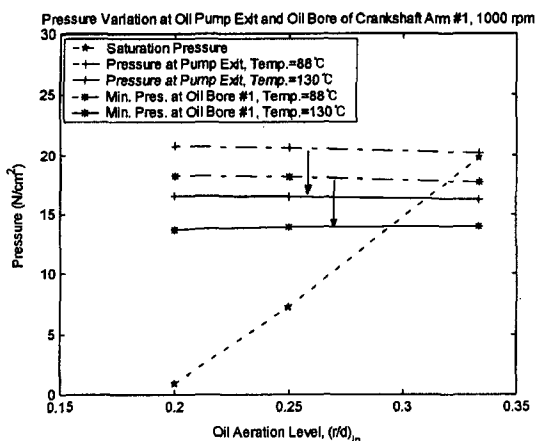


Fig. 24. Pressure variation at oil pump exit and oil bore of crankshaft arm #1 at 1000 rpm.

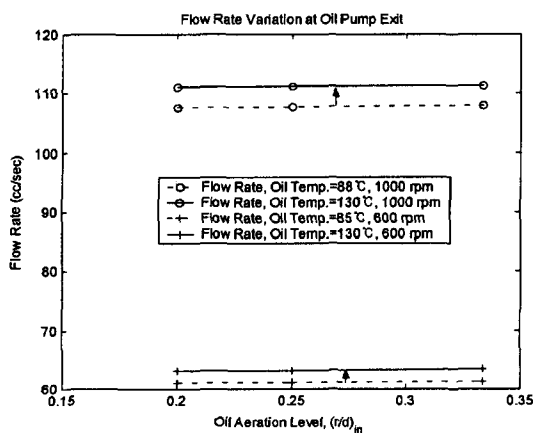


Fig. 25. Flow rate variation at oil pump exit.

## 6. 결 론

엔진 윤활 시스템의 회로망 해석을 위하여 작성된 컴퓨터 프로그램 ELUBSYS를 이용하여 오일 내 공기 함량 변화에 대한 매개 변수 연구의 결과는 다음과 같다.

1. 오일 통로에서의 점도는 순수 오일보다 공기 혼합 오일의 경우가 더 낮게 나타났다. 즉 공기 혼합 수준이 1/2로 증가 시 점도의 감소는 순수 오일에 비하여 거의 절반까지 떨어진다. 그러나 높은 전단 흐름을 갖는 베어링에서는 역으로 증가하였다. 또한 공기 함유율이 같더라도 베어링 주입 압력이 높을 수록 점도는 낮아지는 것으로 나타났다. 이는 주입압력의 증가는 rpm이 증가할수록 나타나는데 고 rpm에서는 온도도 높아져 점도가 감소할 뿐 아니라 고압으로 인한 공기 방울의 크기가 작아지기 때문에 그 표면적이 줄어들고 이로 인해 표면장력이 감소하여 점도가 낮아지기 때문이다. 특히 낮은 주입 압력에서, 공기 혼합 수준  $(r/d)_m=1/3$  이상이 되면 점도는 급격하게 증가했다.

2. 공기 혼합의 영향으로는 기포의 반경이  $20\ \mu\text{m}$ 인 경우, 공기 혼합 수준인  $(r/d)_m=1/3$  이상에서는 오일 펌프 출구에서 압력과 유량이 급격하게 변화한다. 하지만 공기 혼합 수준  $(r/d)_m=1/5$  이하 일 때는 기포의 크기는 펌프 출구에서의 압력과 유량의 변화에 그다지 큰 영향을 주지 않는다.

3. 크랭크 오일 보아에서 포화 압력보다 높은 최소 압력을 유지하기 위해서는 기포의 크기가  $20\ \mu\text{m}$  라면 공기 혼합 수준을  $(r/d)_m=1/3$  이하로 유지하여야 한다.

4. 고온 저속의 조건에서는 공기방울 반지름이  $20\ \mu\text{m}$  일 때, 크랭크 오일 보아 내 최소 압력은 600 rpm일 때 공기 함유 수준이  $(r/d)_m=0.283$ 과 1000 rpm일 때  $(r/d)_m=0.295$ 에서부터 포화 압력보다 낮아지기 시작한다.

## 참고문헌

1. Chun, S.M., Park, Y.W., and Jang, S., "Network Analysis of Engine Lubrication System," KSTLE International Journal, Vol. 1, No. 1, 2000, pp 21-28.
2. Mian, M.A., "Design and Analysis of Engine Lubrication System," SAE 970637, 1997.
3. Nemoto, S., Kawata, K., Kuribayashi, T., Akiyama, K., Kawai, H., and Murakawa, H., "A Study of Engine Oil Aeration," JSAE Review, Vol. 18, 1997, pp 271-276.
4. Maassen, F. and Koch Franz, "Connecting Rod Bearing Operation with Aerated Lube Oil," SAE 981404,

- 1988.
5. Nikolajsen, J.L., "Viscosity and Density Models for Aerated Oil in Fluid-Film Bearings," STLE, Tribology Transactions, Vol. 42, No. 1, 1999, pp 186-191.
  6. Lin, H.S., "Viscosity of Motor Oil," Federal Mogul, Engineering Report, 1981.
  7. Cameron, A., Basic Lubrication Theory, Ellis Horwood Limited, 1976, pp 103-105.
  8. Holman, J.P., Heat Transfer, McGraw-Hill, Inc. 1986, pp 641.