

동하중 조건에서 마이크로 크기의 공기 혼입 윤활유의 틈새 거동 연구

장 시 열*

국민대학교 기계자동차공학부

A Study on Clearance Behaviors with Micro Scaled Lubricant Aeration under the Dynamically-Loaded Condition

Siyoul Jang[†]

School of Mechanical and Automotive Engineering, Kookmin University

Abstract – This work analyzes the behaviors of aerated lubricant in the gap between con-rod bearing and journal. Aerated lubricant influences two major factors on the film formation. One is the density characteristics of the lubricant due to the volume change by the bubbles and the other is the viscosity characteristics of the lubricant due to the surface tension of the bubble. Those two major factors surprisingly increase the load capacity in certain ranges of bubble sizes and densities. Modified Reynolds' equation is developed with the consideration of aerated ratio in the lubricant and journal locus is computed with the Mobility method after the computation of two dimensional pressure distributions over the bearing area.

Key words – aeration, journal bearing, lubrication, mobility method, journal traces.

1. 서 론

엔진 윤활 시스템에서 윤활유에 공기 혼입은 피할 수 없는 문제이다. 그 이유는 엔진 구성 요소의 회전운동으로 인한 윤활유의 비산 작용으로 대기압 상태에서 용해된 공기가 존재하며, 운동 구성 요소에서 작은 틈새 내의 상대 운동으로 인한 순간적 증기압의 변화로 공기가 윤활유로 혼입된다. 또한 오일 유로와 오일 팬의 구조 등으로 윤활유에 공기가 혼입된다. 이러한 엔진 오일 내에서의 공기 혼입은 윤활유의 윤활 특성을 변화시킨다. 공기 혼입의 형태는 작은 버블 형태인데, 버블의 크기 및 갯수에 따라 윤활유의 겉보기 점도 (apparent viscosity)와 밀도가 다르게 된다.

지금까지 대부분의 연구에서 공기 혼입은 바람직하지 못한 윤활 조건으로 취급 되어 왔다. 그러나 최근의 연구 결과[1]에 따르면 공기가 혼입된 오일의 점도와

밀도에 관한 해석 모델에서 윤활유 내의 공기 함유 조건이 어떤 수준이 되면 기포의 표면 장력에 의한 겉보기 점도의 상승으로 오히려 윤활 유막의 하중 지지력을 높여 준다는 것을 보여주고 있다.

그러나 이러한 연구는 저어널 베어링에서 단순히 정하중 조건에서 베어링 폭 방향 압력 구배만을 고려한 해석이기 때문에 실제로 동하중을 받는 시스템에 적용하는 것은 그 한계가 있는 것으로 보인다. 본 연구에서는 엔진의 주요 운동 부품 중에서 주기적 변동 하중을 받는 커넥팅로드 베어링을 대상으로 공기 함유량에 따른 베어링 시스템의 동적 거동을 해석하였으며, 정하중 상태의 조건에서 나타나는 하중지지력의 변화에 대하여 보다 현실적 조건에서 해석하였다. 해석 과정에서 베어링 윤활 유막의 폭 및 원주 방향 압력 구배를 모두 고려하였다. 또한 베어링 폭과 직경의 비, 기포의 크기, 공기 혼입량 등을 입력 변수로 하여 모빌리티 법을 적용하여 저널의 운동 궤적과 윤활 유막의 부하 용량을 계산하였다.

[†]주저자 · 책임저자 : jangs@kookmin.ac.kr

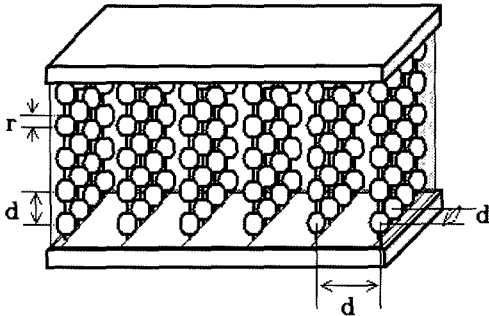


Fig. 1. Schematic diagram of aerated oil film.

2. 이론 해석

2-1. 윤활유의 공기 혼입 모델

윤활유에 혼입된 공기로 인한 오일의 점도와 밀도 변화의 해석은 다음과 같은 가정을 바탕으로 한다.

- 1) 혼입된 공기는 이상 기체로 간주한다.
- 2) 오일 내의 기포들은 서로 합체 되거나 분리 되지 않으며 항상 일정한 간격을 유지한다.

윤활 유막 내의 공기 혼입 모델을 Fig. 1에 제시하였다. 여기서 공기의 함유량은 r/d 로 표시할 수 있으며 전체 모델에 대한 비율은 $(400\pi^3)(r/d)^3[\%]$ 로 나타낸다. 혼입된 공기의 주요 물리적 특성은 기포가 표면적이 가장 작은 구의 형태로 유지하려는 움직임에 따라 표면 장력이 변화 하는데 있다. 유막과 고체면과의 접촉조건에의 경계 조건(no slip boundary condition)을 이용하여 윤활 부분의 상대 속도에 대한 기포의 표면적 변화율을 계산하면 표면 장력에 의한 전단력의 증가를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta F_x = 6.1157r^2\sigma\left[\frac{1}{h} + \frac{2v-h\partial P}{2\mu U \partial x}\right] \quad (1)$$

여기서 r 은 기포의 반경이고 σ, μ 는 오일의 표면 장력과 점도이며 U 는 윤활부의 상대 속도이다. Fig. 2는 전단 유동에 의한 기포의 변형을 표현하고 있다.

2-1-1. 오일의 밀도

혼입된 공기는 그 양만큼 윤활유의 전체 밀도를 감소시킨다. 대기압 보다 압력이 높은 윤활유 부분에서 무차원화된 기포의 내부 압력은 다음과 같다.

$$P_{air}^* = P_{oil}^* + 2\frac{\sigma}{r} \quad (2)$$

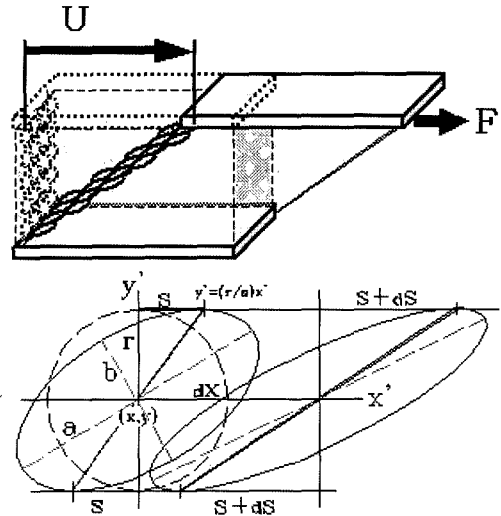


Fig. 2. The bubble distortion due to shear flow.

$$\eta = \frac{m_{air}}{m_{oil}} = \frac{P_{air}^*}{\left\{ \left(\frac{3}{4\pi} \right) \left(\frac{d_{in}}{r_{in}} \right)^3 - 1 \right\}} \quad (3)$$

공기와 오일의 질량 비는 식(3)과 같이 유도할 수 있다. 여기서 첨자 'in'은 대기압에서의 값을 의미한다. 따라서 공기 혼입 오일의 전체 밀도는 다음과 같이 무차원 값으로 유도할 수 있다.

$$\rho^* = \frac{\rho_{aerated\ oil}}{\rho_{pure\ oil}} = \frac{P_{air}^*(1 + \eta)}{P_{air}^* + \eta} \quad (4)$$

2-1-2. 오일의 점도

일반적으로 윤활 영역에서 비압축성 오일의 점도는 온도만의 주요 함수이지만 공기 혼입 오일의 경우는 온도와 함께 공기 기포의 형태 등 여러 가지 작동 조건의 영향을 받으므로 그 값을 결정하기가 쉽지 않다. 본 연구에서는 공기 혼입 오일의 점도를 두 값으로 나누어 생각하여 그 합을 최종 점도로 간주하였다.

첫째, 윤활 유막이 오일만으로 채워져 있을 때의 체적을 검사체적으로 보면 공기 혼입 오일은 공기가 차지하는 체적만큼 윤활면과의 접촉 면적이 줄어든다. 즉, 전체 밀도의 감소량 만큼 점도는 낮아지며 밀도의 변화에 따른 점도 μ_i^* 는 다음과 같이 표시한다[2].

$$\mu_i^* = \frac{\rho^*}{1 + \eta} \quad (5)$$

둘째, 가압된 유막에서 상대 속도에 의한 전단 유동

때문에 발생하는 기포의 변형에 반력으로 작용하는 표면 장력이 결과적으로 점도를 증가시키며 그 값 μ_2^* 은 다음과 같이 나타낸다.

$$\mu_2^* = 6.1157 \left(\frac{\sigma r^* \xi}{\mu_{oil} U r_{in}^{*3}} \right) \left(\frac{r_{in}^*}{d_{in}^*} \right)^3 \sqrt{\frac{h_{in}^*}{h^*}} \quad (6)$$

여기서 $\xi = 1 + \frac{h(2\gamma-1)\partial P}{\mu_{oil} U \partial x}$ 이다.

따라서 공기 혼입 오일의 최종 무차원 점도는 전체 밀도 감소에 의한 값과 기포의 표면 장력에 의한 값의 합으로 볼 수 있으며 다음과 같이 표현 된다.

$$\mu^* = \mu_1^* + \mu_2^* = \left[\frac{\rho^*}{1 + \eta} \right] + \left[6.1157 \left(\frac{\sigma r^* \xi}{\mu_{oil} U r_{in}^{*3}} \right) \left(\frac{r_{in}^*}{d_{in}^*} \right)^3 \sqrt{\frac{h_{in}^*}{h^*}} \right] \quad (7)$$

2-2. 유막 압력과 저널중심 궤적 계산

동하중을 받는 베어링에서 저널 중심의 궤적은 수치 해석을 통하여 베어링 면적 전체에서의 유막 압력을 계산한다. Fig. 3과 같은 저널 베어링의 기하학적 조건에서 무차원 레이놀즈 방정식은 국부적으로 급격하게 나타나는 압력 구배에 대하여 수렴의 안전성을 위하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\left\{ \frac{\partial}{\partial \theta} \left(r \frac{\partial \Pi}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(r \frac{\partial \Pi}{\partial z} \right) - \frac{3\Pi}{2h^{*3/2}} \left\{ \frac{\partial}{\partial \theta} \left(r h^{*1/2} \frac{\partial h}{\partial \theta} \right) \right\} \right\}$$

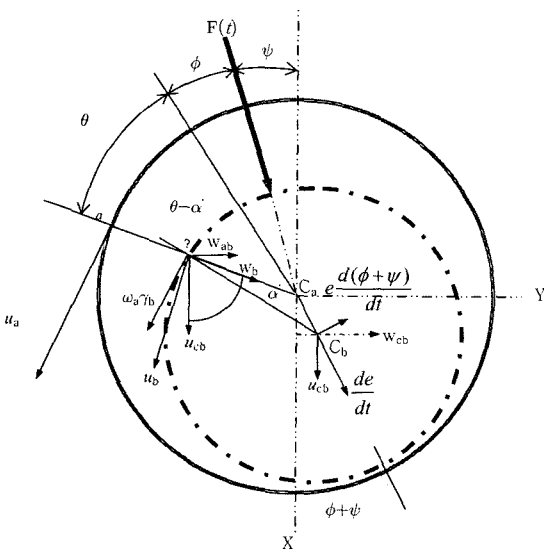


Fig. 3. Film geometry and velocity components in a dynamically loaded journal bearing.

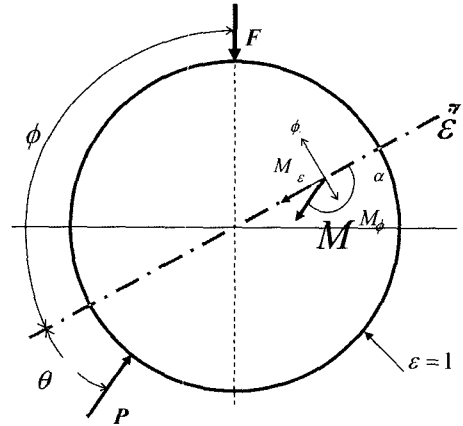


Fig. 4. Representation of mobility vector and its components.

$$\begin{aligned} &= \left(\frac{6A(\omega_o + \omega_n)}{h^{*3/2}} \right) \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho^* h^*) + \left(\frac{12A\omega_o}{h^{*1/2}} \right) \frac{\partial \rho^*}{\partial t} \\ &+ \left(\frac{12A\rho^* \omega_o}{h^{*3/2}} \right) \left[\frac{d\varepsilon}{dt} \cos \theta + \varepsilon \frac{d(\phi + \psi)}{dt} \sin \theta \right] \quad (8) \end{aligned}$$

여기서 무차원 값들은 다음과 같다.

$$z^* = z/L, \quad h^* = h/c, \quad \Gamma = \frac{\rho^*}{\mu^*}, \quad t^* = \omega_o t,$$

$$p^* = -p/(F/LD), \quad \mu^* = \frac{\mu}{\mu_{oil}}, \quad \rho^* = \frac{\rho}{\rho_{oil}}$$

$$\Pi = p^* h^{*(3/2)}, \quad A = \frac{\mu_{oil} LD}{F} \left(\frac{R}{c} \right)^2$$

동하중 베어링 시스템에서의 계산 되어지는 모빌리티 값은 Fig. 4와 같이 표시 될 수 있으며, 이에 대한 편심 방향과 원주 방향에의 분력을 표시할 수 있다.

3. 해석 결과

3-1. 공기 혼입이 없는 경우

엔진의 운전 조건과 오일의 물성치는 Table 1과 같다. Fig. 5에는 본 해석에 사용된 커넥팅로드 베어링에 한 사이클동안 가해지는 하중을 커넥팅로드 고정 좌표계로 나타내었다. 윤활유 내에 공기의 혼입이 없는 경우에는 예상했던 것처럼 베어링 폭과 직경의 비가 커질수록 중심의 편심률이 작아지는 경향이 나타났었다 (Fig. 6).

Table 1. Geometry and operating conditions

Parameters	Data
Engine Speed	3000 rpm
Oil Inlet Pressure	1.0 bar
Viscosity(non-aerated oil)	0.0411 Pas
Density(non-aerated oil)	870.0 Kg/m ³
Surface Tension of Oil	0.0365 N/m
Reference Oil Film Thickness	80.0 μm
Temperature of Oil	353.15 K

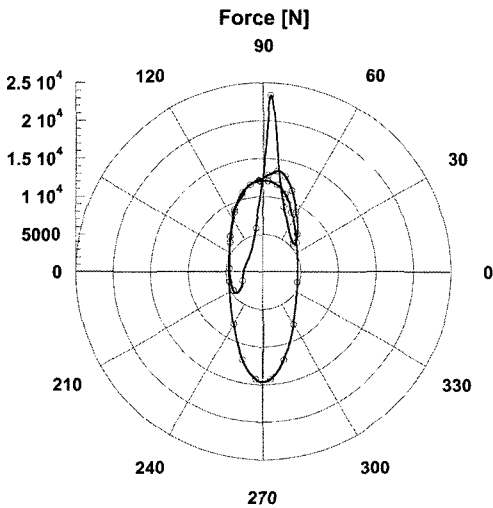


Fig. 5. Applied load at the big-end bearing system at 3000 rpm.

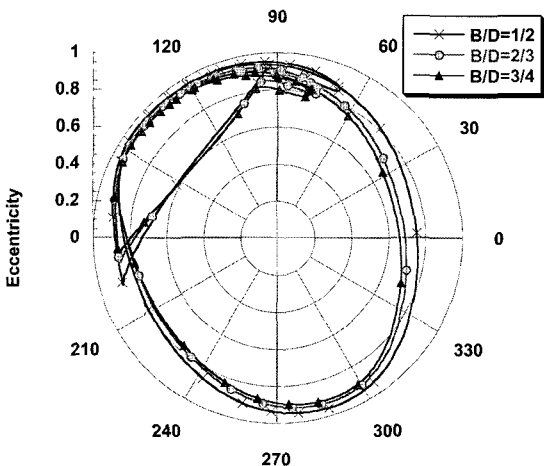


Fig. 6. Journal traces in the engine bearing clearance for non-aerated lubricant.

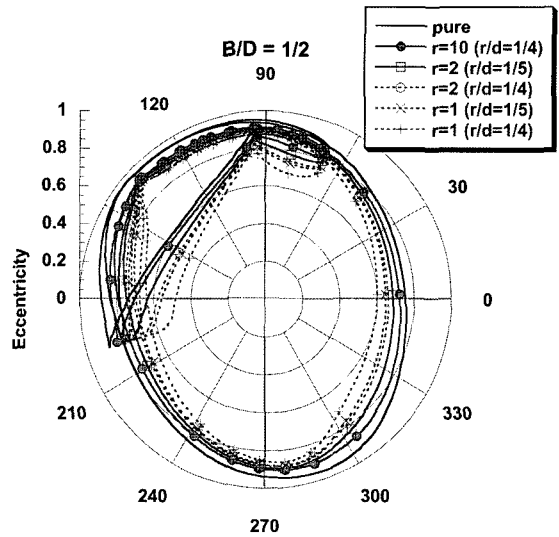


Fig. 7. Journal traces for aerated lubricant.

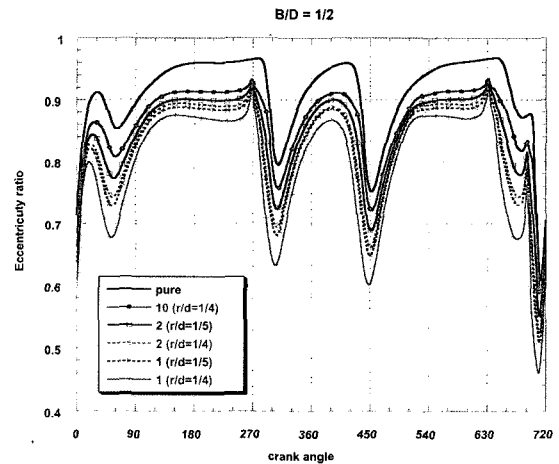


Fig. 8. Eccentricity ratio of journal during the operating cycle.

3-2. 공기혼입 오일의 경우

공기 혼입 오일에서는 베어링에 대한 저널의 상대 회전 속도가 버블의 표면 장력에 의하여 윤활유의 점도를 증가시켜 결과적으로 유막의 하중 지지력을 향상 시키는 것으로 나타났다(Fig. 7).

크랭크 각도에 대한 저널의 편심률을 Fig. 8에 나타내었으며, 동일한 공기 혼입량에서는 공기 혼입량이 커짐에 따라 기포의 반경이 작을수록 편심률이 작아짐을 알 수 있다. 이러한 결과는 식(6)에 의해서도 예상할 수 있다. 그 이유는 오일의 점도는 편심률이 큰 경우

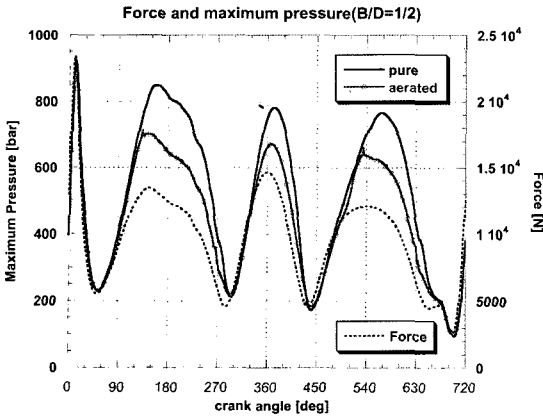


Fig. 9. Force and maximum pressure in fluid film.

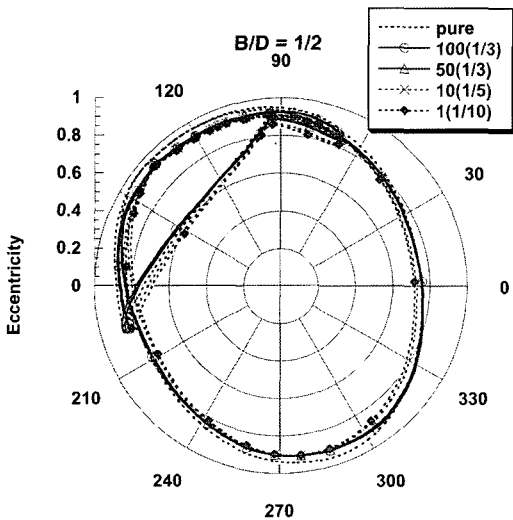


Fig. 10. Limit values of journal traces for aerated lubricant.

에 점도 상승에 의한 하중 지지력 증가량이 순수 오일만의 경우와 비교할 때 더 크게 나타나기 때문이다. Fig. 9는 베어링 폭과 직경 비(B/D) 1/2, 기포 반경 $100\ \mu\text{m}$, 공기 혼입량 15.5%($r/d=1/3$)의 조건에서 유막의 최대 압력을 보여준다. 윤활유에 공기가 혼입되면 유막의 최대 압력이 현저히 작아짐을 볼 수 있다. 그러나 동일한 운전 조건에서 공기 혼입 윤활유가 순수 윤활유보다 항상 하중지지력이 크게 나타나는 것은 아니다.

Fig. 10은 베어링 폭과 직경 비(B/D) 1/2에서 순수 오일의 하중 지지력과 비교하였을 때 공기 혼입 윤활유의 하중지지력과 차이를 보여주고 있다. 이때 공기

Table 2. Aeration conditions

Bubble Radius [μm]	r/d	Aeration Rate [%]	Excess
1	1/10	0.42	No
10	1/5	3.35	No
50	1/3	15.51	Yes
100	1/3	15.51	Yes

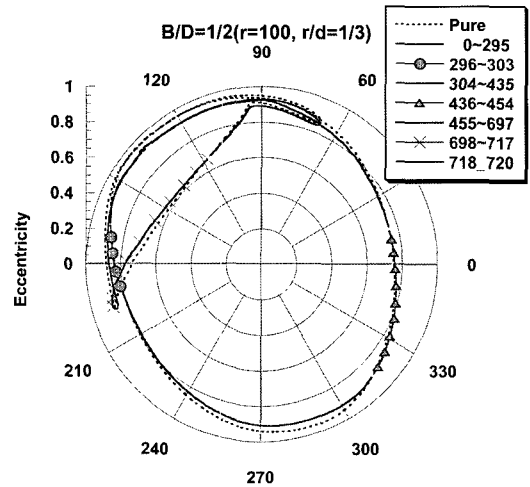


Fig. 11. Load capacity regions of aerated lubricant less than that of the non-aerated lubricant (marked legends) in the journal traces.

혼입 윤활유가 순수 오일보다 하중지지력이 낮은 구간을 Table 2와 Fig. 11에 나타내었다. 이때 나타나는 공통적인 현상은 작용하중이 상대적으로 작아지며 따라서 기포 반경이 커지면서 윤활유의 전체 밀도가 낮아짐으로써 발생하는 점이다.

Fig. 12에서는 동일한 크기의 기포일 경우 공기 혼입량이 클수록 편심률이 작아짐을 보여준다. 공기 혼입량이 같은 경우 Fig. 13과 같이 기포의 반경이 작을수록(공기의 전체 표면적이 클수록) 편심률은 감소한다.

4. 결 론

본 연구는 엔진 윤활 회로의 구조, 엔진 구성 부품의 운동 특성에 따라 혼입된 기포의 크기가 대략 $1\sim 1000\ \mu\text{m}$ 정도이며, 공기양이 전체 윤활유의 약 10%의 한계범위에서 존재한다는 가정하에 윤활유막의 거동을 설명하는 이론식을 개발하였다. 이 결과를 바

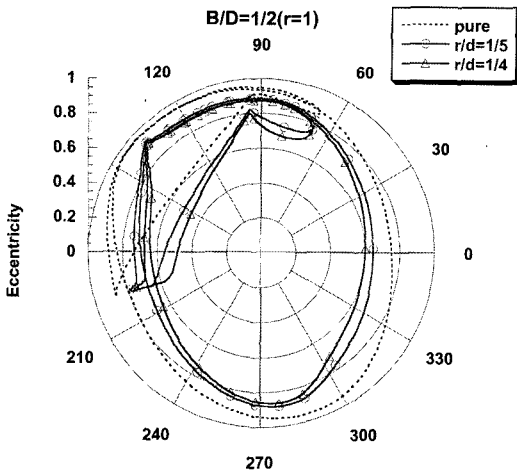


Fig. 12. Journal traces for aerated lubricant ($r = 1 \times 10^{-6}$ m).

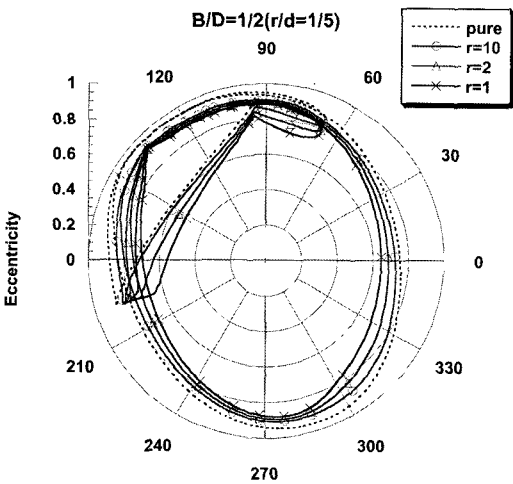


Fig. 13. Journal traces for aerated lubricant ($r/d = 1/5$).

탕으로 베어링 면에 발생하는 하중 지지력을 계산하였으며, 작용하중과의 하중 지지력과의 힘의 평형을 고려하여 저어널 중심 궤적을 개선된 모빌리티법을 이용하여 계산하였다.

해석 결과 공기 혼입 오일에서의 하중 지지력은 편심률, 외력, 상대 속도의 함수이며 이러한 변수들에 대한 하중 지지력은 다음과 같은 조건으로 분류할 수 있다.

4-1. 오일 내 공기 혼입 조건

1) 저널의 편심률이 클수록 점도 증가에 의하여 하

중 지지력은 증가한다.

2) 전체 기포의 표면적이 클수록 표면 장력 증가에 의하여 하중 지지력은 증가한다(동일한 공기 혼입량에서 기포의 반경이 작거나, 반경이 일정할 때 공기 혼입량이 많은 경우).

4-2. 저널 베어링 운동 조건

1) 저널의 상대 속도가 너무 작거나 크면 기포의 표면장력에 의한 오일의 하중 지지력은 감소한다.

2) 유막에 가해지는 외력이 작을 경우 하중 지지력은 기포의 반경에 반비례한다.

베어링 폭과 직경 비 $B/D=1/2$, 틈새와 반경 비 $c/R=0.0032$ 의 경우 공기 혼입의 한계는 공기 혼입률($r/d=1/3$) 15.5% 이하에서 기포의 반경 $r=50 \mu\text{m}$ 인 것으로 해석되었다.

후 기

본 연구는 과학기술부/한국과학재단 우수연구센터육성사업의 지원으로 (R11-2005-048-00000-0) 수행되었습니다.

기호 설명

- B : width of bearing, m
- c : reference clearance, m
- D : diameter of bearing, m
- d : distance between bubbles, m
- e : journal eccentricity, m
- F : load of journal, N
- F_x : bearing drag force, N
- h : oil film thickness, m
- m : mass of oil or air, kg
- p : absolute pressure of aerated oil film, Pa
- R : journal radius, m
- r : bubble radius, m
- t : time, sec
- U : bearing surface speed, m/s
- W : bearing load per unit area, N
- x, y, z : oil film or bubble coordinates
- ε : eccentricity ratio
- η : air/oil mass ratio
- μ : aerated oil viscosity, Pa s

- θ : circumferential oil film coordinate
 ρ : aerated oil density, kg/m³
 σ : bubble surface tension, N/m
 ω_a, ω_b : angular velocity of bearing and journal, m/s

Subscripts

- air* : air inside bubbles
in : bearing inlet
oil : non-aerated oil
 ε, ϕ : coordinates of eccentricity and normal direction
 *, 'bar' : non-dimensionalized

참고 문헌

1. Nikolajsen, J. L., "The effect of Aerated Oil on the Load Capacity of a Plain Journal Bearings," *STLE, Tribology Transactions*, vol. 42, no. 1, pp. 58-62, 1999.
2. Nikolajsen, J. L., "Viscosity and Density Models for Aerated Oil in Fluid-Film Bearings," *Tribology Transactions*, Vol. 42, pp. 186-191, 1999.
3. Booker, J. F., "Dynamically Loaded Journal Bearing : Mobility Method of Solution," *ASME Journal of Basic Engineering*, pp. 537-546, Sept. 1965.
4. Streeter, V. L., *Fluid Mechanics*, McGraw-Hill, New York, 1958.
5. Hamrock, B. J., *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, McGraw-Hill, Inc., 1994.
6. Jang, S. and Park, Y., "Study on the Effects of Aerated Lubricant on the Journal Traces in the Engine Bearing Clearance," *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 6, No. 4, pp.421-427, 2005.