

# 半圓周形 潤滑홀을 갖는 저어널 베어링의 熱效果에 관한 研究

전상명 \* · D. P. LALAS\*\*

\*대우자동차(주) 기술연구소 신에진개발부

## 1. 서 론

유체 윤활 이론에 의한 저어널 베어링의 해석은 그 적용 범위가 넓기 때문에 다양하게 연구되어 왔다. 근래에는 열적 효과의 중요성 때문에, 윤활유의 점도와 온도와의 관계, 윤활유 주입홀에서의 윤활유 혼합현상, Cavitation 현상, 고속에서 윤활유의 난류현상, 윤활유 주입구의 위치 그리고 경사진 베어링 축이 유막에 미치는 영향 등 다양한 연구가 활발히 진행되고 있다.

평형 베어링 축에서의 열적 효과에 대한 연구는 Khonsari와 Beaman(1)에 의해 윤활유 주입홀에서의 혼합 현상과 Cavitation 영역에서의 윤활유의 축소비 등이 고려되었고, Ferron 등(2)과 Boncompain 등(3)은 열로 인한 베어링 벽면의 팽창 효과를 첨가시켜 고찰하였다. 경사진 베어링 축이 유막에 미치는 영향에 대한 연구는 McKee(4)와 Dubois 등(5)에 의해서 시작되었고, Reason과 Siew(6) 그리고 Mokhtar 등(7)에 의하여 각각 유체 윤활(hydrodynamic lubrication)과 단열 베어링 벽에 대한 열적 효과를 수치해석적으로 연구하였고, 그들은 고편심률 하에서 축의 경사가 국부 압력의 증가를 나타내지만 베어링의 부하량은 40% 줄어드는 결과를 나타내 보였다. Braun 등(8)과 Safar 등(9)은 베어링 벽면에서의 열전달을 고려하였다. 또한 Medwell과 Gethin(10)은 난류현상에 대해 수치해석적으로 연구하였다. 혹자(11-12)는 윤활유 주입홀의 형상이 베어링 부하량과 마찰에 미치는 효과를 검토했으나, 그 형태는 이차적인 문제이고 주입 윤활유가 유막 온도에 미치는 영향이 큰 것으로 나타났다. 즉, 주입 윤활유의 온도는 재순환된 윤활유의 온도보다 현저히 낮기 때문이다. 이러한 재순환된 윤활유의 온도는 주입되는 윤활유 흐름의 성질에 따라 다르다. 즉, 윤활유 주입구의 모양과 주입 윤활유의 성분과 주입구 주위에서의 압력 분포 등에 좌우된다.

근래에, 베어링 축의 평형 상태에서 축방향 윤활유 주입 홀을 갖는 저어널 베어링에 대하여 Mitsui 등(13)은 주입 윤활유의 20~60%가 재순환된 윤활유와 혼합된다는 것을 보였다. 또한 실험적인 근거하에 윤활유가 주입홀에서 혼합된 후 주입홀 하단에서의 최종

온도를 계산하는 체계적인 시도가 Heshmat과 Pinkus(14)에 의해서 진행되었다. 그들은 혼합 과정의 복잡성 때문에 이 과정의 자세한 해석은 거의 불가능하나, 실용적인 베어링 설계면에서 혼합유의 최종 온도를 결정하는 것에 관심을 두어야 함을 지적했다. 비록 베어링 축이 일정한 속도로 회전하지만 거하학적 특징 때문에 동적 하중을 받는 자동차 엔진 베어링의 혼합 현상을 파악하는 데는 주입홀의 이동 때문에 어려움이 많으며, 앞으로의 연구과제이다.

본 연구에서는 반원수형 윤활홀을 갖는 저어널 베어링의 주입 윤활유의 열효과가 베어링 부하량과 마찰에 미치는 영향 등을 고찰하였고, 본 연구를 수행하기 위해, 베어링 Bush와 Shaft 벽에서 여러가지 열전달 경계 조건을 가정한 가운데 Reynolds 방정식을 Energy 방정식과 동시에 수치해석적으로 풀었다. 수치해석 방법은 FDM(Finite Difference Method) 중 SOR(Successive Over-Relaxation)Technique을 이용하였다. 또한 윤활유 점도와 온도의 관계는 지수함수(Exponential Function)형태로 취했다. 주입 윤활유 온도와 압력 그리고 윤활홀의 형태 등을 변화시켜가며 베어링 성능에 미치는 영향을 조사하였다.

## 2. 정상 총류 열-유체 윤활 이론

### 2-1. 지배 방정식

엔진 윤활유는 일반적으로 비압축성으로 볼 수 있고, 유체 변형율이 작은 범위 안에 있기 때문에 Newtonian 유체의 특성을 따른다. 그러므로 정하중을 받는 유한 길이의 저어널 베어링의 윤활유 정상 상태의 총류 비압축성 Newtonian 유체로 가정하자. 정상 상태의 베어링 축의 속도는 일정하고 정하중을 받는 경우 저어널 중심의 위치는 어떤 한점으로 근사 수렴한다. 그러므로 임의의 한점에서 유막의 변동은 없다고 가정될 수 있다. 또한 body force는 무시할 수 있으며, momentum 방정식의 inertial term은 orders of magnitude 해석에 의하여 pressure gradient와 viscous terms에 비하여 무시할 정도로 적다. 연속 방정식과 모멘텀 방정식을 y방향으로 유막 두께를 따라 적분하여 정리하면 다

음과 같은 Reynolds 방정식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

그리고 정상 층류 비압축성 Newtonian 에너지 방정식에,  $v$ 가  $u$ 와  $w$ 에 비해 적으므로  $y$ 방향으로의 대류열 전달을 무시하고, 윤활유의 작은 열전도율로  $x$ 와  $z$ 방향으로의 열전도를 무시하면 다음과 같이 간략한 방정식을 얻는다.

$$\rho C_o \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = K \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \mu \left( \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right) \quad (2)$$

위 식을 유막 두께를 따라  $y$ 방향으로 적분하면 다음과 같은 식을 얻는다.

$$\frac{1}{h} \left( \frac{h}{2} - \frac{h^3}{12\mu U} \frac{\partial p}{\partial x} \right) \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{h^3}{12\mu U} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\mu}{\rho C_o h} \left( \frac{U}{h} + \frac{h^3}{12\mu^2 U} \left( \left( \frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)^2 \right) \right) - \frac{1}{\rho C_o U} (q_s + q_b) \quad (3)$$

방정식 (3)의 오른쪽 편 마지막 항은 Bush와 Shaft의 벽으로의 열전달량을 나타낸다. Cavitation 지역에서는 윤활유와 공기가 함께 존재하나, 축 표면에는 매우 얇은 윤활유가 덮여 있고, Bush 표면에는 손가락 모양으로 윤활유가 퍼져있다 [14] (Fig. 1참고). 본 연구에서는 베어링 표면에서의 유막 두께는 Bush와 Shaft 사이의 유막 두께보다 매우 작은 것으로 가정했다. 그리고 유막 축소율 [15]은 Bush 표면에만 적용했다. 그러므로 베어링 축 표면으로의 열전달량은 다음과 같다.

$$q_s = H_s (T - T_s) \quad (4a)$$

또한 Bush 표면으로의 열전달량은 아래와 같다.

$$q_b = L_c H_{bo} + (1 - L_c) H_{bg} (T - T_b) \quad (4b)$$

여기서

$$L_c(\theta) = \frac{\int_{-L/2}^{L/2} \int_0^h u(\theta^*, z) dy dz}{\int_{-L/2}^{L/2} \int_0^h u(\theta, z) dy dz}$$

그리고  $H_s$ 는 윤활유와 베어링 축 간의 열전달 계수이고,  $H_{bo}$ 와  $H_{bg}$ 는 각각 윤활유와 Bush 그리고 공기 개스와 Bush간의 열전달 계수이다. Dowson 등 [16]의 실험 결과를 토대로 베어링 축 표면의 온도와 Bush 표면의 온도는 일정한 값으로 가정하였다. 마지막으로 윤활유 점도는 다음과 같은 표현을 이용하였다.

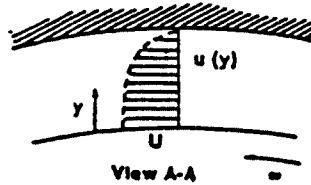
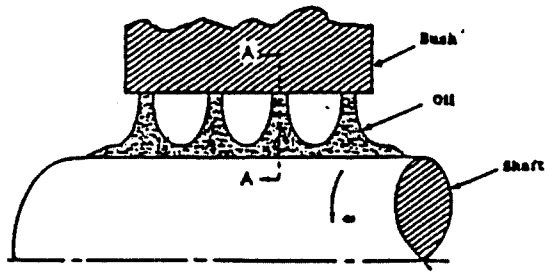


Fig. 1. Oil Streamlets in Cavitated Regions of Journal Bearings[14]

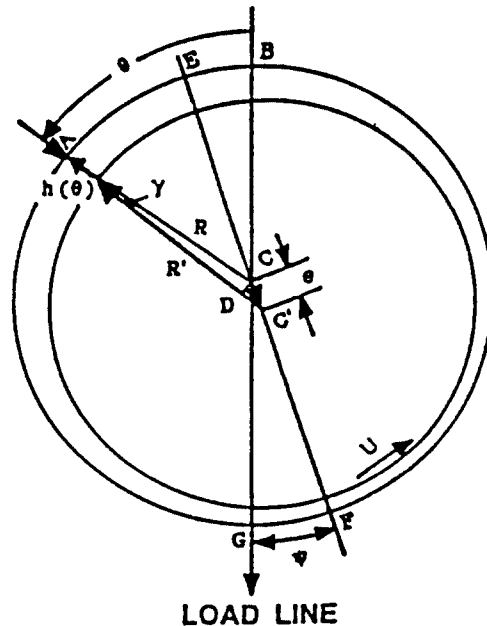


Fig. 2. Coordinate System of a Journal Bearing Under Load( $e$  is the Eccentricity and  $CC'$  the line of Centers)

$$\mu = \mu_0 e^{-\alpha(T - T_0)} \quad (5)$$

여기서  $\alpha$ 는 점성도-온도 상수이다.

### 2-2. 유막 두께 방정식

저어널 베어링 좌표계 (Fig. 2)로 부터 유막 두께 식을 얻을 수 있다.

$$h(\theta, z) = c \{1 + \epsilon(z) \cos(\theta - \psi(z))\} \quad (6)$$

경사축 (Fig. 3)에 대하여  $\epsilon(z)$ 와  $\psi(z)$ 은 다음과 같다.

$$\epsilon(z) = \{\epsilon_2 + 2\eta \epsilon_0 \cos(\phi - \psi_0) + \eta^2\} \quad (7)$$

$$\psi(z) = \psi_0 + \tan^{-1} \left( \frac{\eta \sin(\phi - \psi_0) / \epsilon_0}{1 + \eta \cos(\phi - \psi_0) / \epsilon_0} \right) \quad (8)$$

여기서  $\eta$ 는 misalignment parameter로서  $\beta z/c$ 이고,  $\beta$ 는 축의 경사도이다.  $\epsilon_0$ 와  $\psi_0$ 는 축의 중간지점, 즉  $z=0$ 에서  $\epsilon$ 와  $\psi$ 의 값이다.  $\phi$ 는 misaligned directional angle, 즉 경사면과 하중 벡터를 포함하는 axial plane 사이의 각이다.

Smalley와 McCallion [17]에 의해 degree of misalignment ( $D_m$ )가 다음과 같이 정의되었다.

$$D_m = \frac{\eta \epsilon}{\eta_m} = \frac{\eta \epsilon}{\sqrt{1 - (\epsilon_0 \sin(\phi - \psi_0))^2} - \epsilon_0 \cos(\phi - \psi_0)} \quad (9)$$

여기서  $\eta \epsilon = \beta L/2C$ , 즉  $z=L/2$ 일때  $\eta$ 의 값이다.  $\eta_m$ 은  $\eta \epsilon$ 의 최대값이다.

### 2-3. 경계 조건

베어링내 유막의 압력과 온도의 경계 조건은 다음과 같다.

유한 길이의 베어링 양쪽 측면에서의 압력은 대기 압력과 같다고 가정한다. 즉 제이지 압력은 0이다.

$$p_{z=L/2} = 0 \quad (10)$$

그리고 주입홀에서의 윤활유 압력은 주입 윤활유의 압력( $P_{in}$ )과 같다고 보았다. 윤활유 유막의 압력은 항상

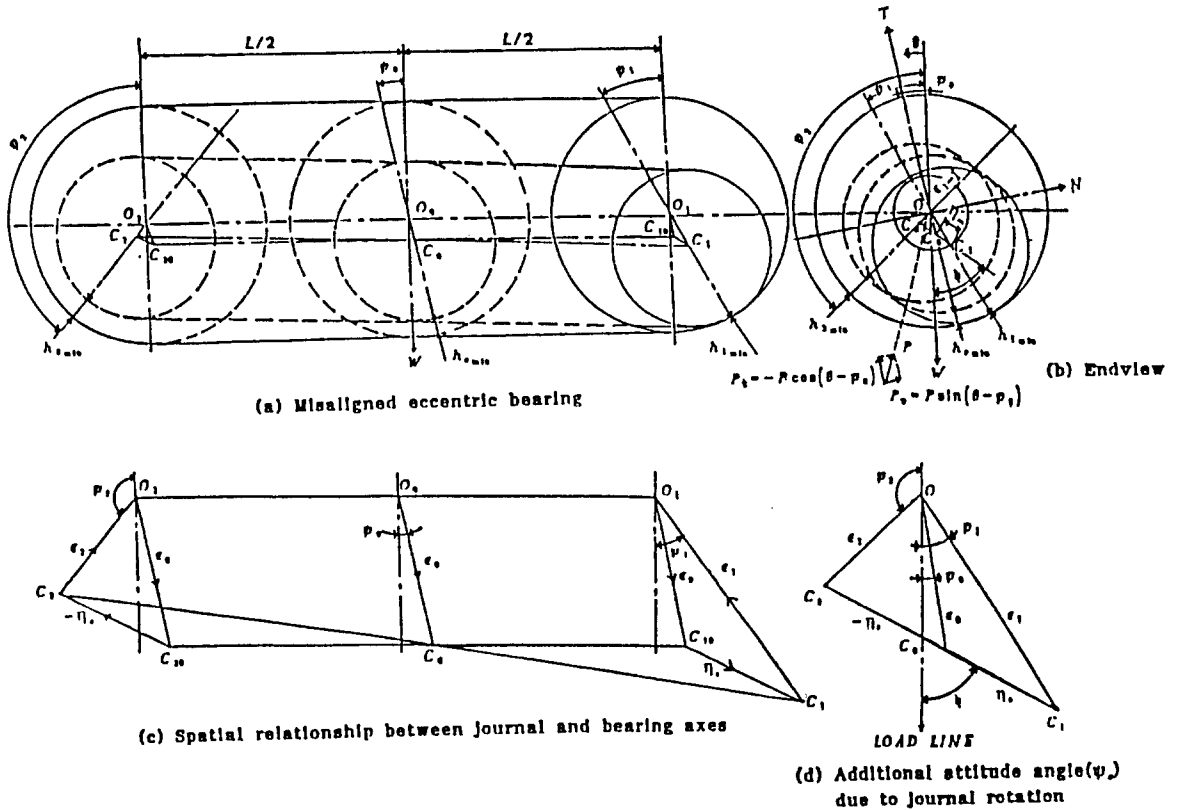


Fig. 3. Attitude of The journal in a Misaligned Bearing  $C_1-C_0-C_2$  the Axis of The Shaft,  $C_{10}-C_0-C_{20}$  the Axis of the Shaft if Aligned, and  $O_1-O_0-O_2$  the Bush Axis.

대기의 압력보다 높다고 보고, 유막의 붕괴가 시작되는 지점( $\theta^*$ )의 압력 경계 조건은 아래와 같다.

$$p = \frac{\partial p}{\partial \theta} = 0 \text{ at } \theta = \theta^* \quad (11)$$

베어링 양쪽 측면에서는 주위로 전도되는 열이 없다고 보았다.

$$\left(\frac{\partial T}{\partial z}\right)_{z = \pm L/2} = 0 \quad (12)$$

윤활유 주입홈에서의 온도 경계조건을 결정하기 전

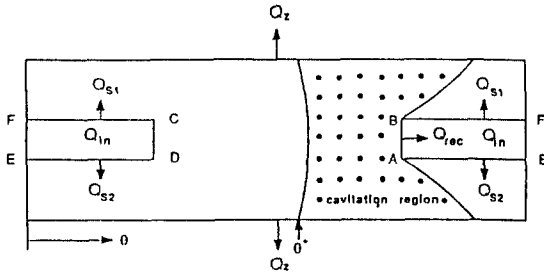


Fig. 4. Diagram of Lubricant Flow, with  $Q_{in}$  the inlet Oil Flow Rate,  $Q_{rec}$  the Recirculating Oil Flow Rate and  $Q_{s1}$ ,  $Q_{s2}$  the Side Oil Flow Rates.  $\theta$  is the Angle of the Beginning of the Cavitation Region. The Groove is in the Rectangle ABFCDEA.

우선 윤활유의 흐름에 대한 현상을 파악해 보자. 축방향과 반원주형 윤활유 주입홈의 차이점은 Fig. 4의 BFC와 AB(=CD)의 비율에 있다. 여기서는 반원주형 윤활유 주입홈에 대하여 윤활유 흐름을 설명하고자 한다. 주입홈의 뒷쪽 가장자리 (AB)에서 재순환된 윤활유는 온도  $T_{rec}$ 와 유량  $Q_{rec}$ 로 주입홈으로 들어온다. 이 재순환된 윤활유는 새로 주입되는 윤활유 ( $Q_{in}$ ,  $T_{in}$ )와 혼합된다. 실제 혼합되는 주입유 ( $Q_{mix}$ )는  $Q_{in}$ 중 홈 측면으로 나아가는 유량 ( $Q_{s1} + Q_{s2}$ )을 제외한 유량이다. 여기서  $Q_{in}$ 은 베어링 측면으로 흘러나가는 유량 ( $Q_z$ )와 이론적으로 같다. 축방향 윤활유 주입홈에서는 대부분의 재순환된 윤활유가 새로 주입되는 유량과 효과적으로 혼합된다. 그러나 반원주형 윤활유 주입홈에서는 재순환되는 윤활유가 적은 면적으로 들어오므로 작은 유량만이 혼합된다. 윤활유 주입홈의 형태에 관계없이 주입홈의 아래쪽 가장자리 (CD)의 윤활유 온도는 혼합후의 윤활유 온도 ( $T_{out}$ )로 가정하였다. 에너지 보존 개념을 이용하면  $T_{out}$ 는 다음과 같다.

$$T_{out} = \frac{(Q_{mix} T_{in} + L_c Q_{rec} T_{rec})}{(Q_{mix} + L_c Q_{rec})} \quad (13)$$

반원주형 주입홈의 내부에서의 온도는 위쪽 가장자리 (AB)의 온도  $T_{rec}$ 와 아래쪽 가장자리 (CD)의 온도  $T_{out}$  사이에서 선형적으로 변하는 온도분포로 가정하였다.

에너지 방정식에 적용될 다섯가지 경계조건은 다음과 같다.

가. 베어링 유막의 점성도가 온도에 따라 변하지 않고 주입 온도(기준 온도)하의 점도와 같다고 본다. 즉 유막의 점도는 마찰에 의한 열과 베어링 벽으로의 열전달에 영향을 받지 않는다고 보는 가정이다. 따라서 에너지 방정식이 전혀 고려되지 않는다.

나. Bush와 Shaft 벽면의 단열조건으로 주입홈에서 주입 윤활유와 재순환된 윤활유의 혼합 현상이 고려되지 않았고 주입홈의 온도는 주입 윤활유의 온도와 같다고 보았다.

다. Bush와 Shaft 벽면으로의 열전달 조건으로 베어링 양 벽면의 온도를 일정하다고 보았다. 또한 주입홈의 온도를 주입 윤활유의 온도와 같다고 보았다.

라. 나향의 단열조건과 윤활홈에서 윤활유의 혼합을 고려했다. 윤활홈 윗쪽 가장자리의 온도는 재순환된 윤활유 온도 ( $T_{rec}$ )이고, 아래쪽 가장자리의 온도 ( $T_{out}$ )는 방정식 (13)에서 주어진다. 주입홈 내에서는  $T_{rec}$ 와  $T_{out}$  사이에서 선형적으로 감소한다고 가정했다.

마. 다향의 열전달 조건과 라향의 윤활유 혼합 조건을 함께 고려하였다.

#### 2-4. 베어링 하중과 마찰력과 측면 유량

베어링의 안전한 사용을 위하여 알아야 할 중요한 요소는 베어링의 부하량과 마찰로 인한 손실, 그리고 유막 윤활을 보전하기 위해 필요한 공급 유량 등이다. 이러한 값들의 무차원화된 표현은 다음과 같다.

무차원 하중의 중심선에 대한 수평과 수직 성분은  $\bar{W}_t$ 와  $\bar{W}_n$ 이다.

$$\begin{aligned} \bar{W}_t &= \frac{W_t}{LD} \left(\frac{C}{R}\right)^2 \left(\frac{L}{D}\right) / \mu_o N \\ &= -\frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} P \cos \theta \, dz \, d\theta \end{aligned} \quad (14a)$$

$$\begin{aligned} \bar{W}_n &= \frac{W_n}{LD} \left(\frac{C}{R}\right)^2 \left(\frac{L}{D}\right) / \mu_o N = \frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} P \sin \theta \, dz \, d\theta \end{aligned} \quad (14b)$$

여기서  $P = p / (N(R/c))$

$$\bar{z} = z/R$$

그리고 전체 하중은 다음과 같다.

$$\bar{W} = \sqrt{\bar{W}_1^2 + \bar{W}_2^2}$$

다음으로 유막 축소율을 고려한 마찰력의 무차원화된 표현은  $\bar{F}$  이다.

$$\bar{F} = \frac{F}{LD} \left( \frac{C}{R} \right) \left( \frac{L}{D} \right) / \mu_o N$$

$$= L_c \frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} \left( \frac{H}{2} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \bar{\mu} \frac{2\pi}{H} \right) dz d\theta \quad (15)$$

여기서  $\bar{\mu} = \mu / \mu_o$ ,  $H = h/c$   
마지막으로 측면 유량 손실, 즉 공급 유량( $\bar{Q}_z$ )는 다음과 같다.

$$\bar{Q}_z = \frac{Q_z}{NCR^2} = \int_0^{2\pi} \frac{H^3}{12\bar{\mu}} \frac{\partial P}{\partial z} \Big|_{z=L/D} dz d\theta \quad (16)$$

### 2-5. 콤퓨터 계산 절차

Reynolds 방정식과 Energy 방정식의 해를 위하여 S.O.R. 기법을 이용하였다. 계산의 빠른 수렴을 위하여 Reynolds 방정식만을 Isothermal 조건 (case # 1) 에서 풀고, 이것을 초기 값으로 하여 Reynolds 방정식과 Energy 방정식을 함께 풀었다(case # 2-# 5). 또한 낮은 윤활 주입 온도하에서는 계산의 수렴을 증진시키기 위하여 윤활유의 점도를 낮은 값으로 부터 실제 값으로 점차 접근시켜 나갔다. 계산된 압력과 온도 분포를 이용하여 베어링 부하량과 마찰력 그리고 측면 유량을 계산했다.

본 연구를 위해 사용한 grid는 일정한 간격의 43×15 (X×Z)이다. 양 방향 또는 X방향으로 두 배의 grid를

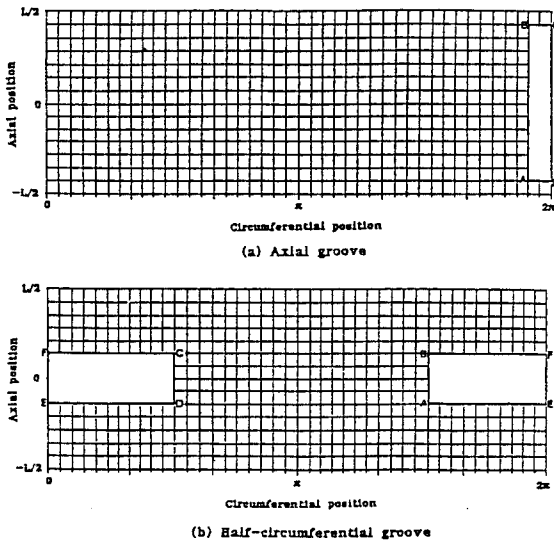


Fig. 5. Location and Size of the Grooves in the Numerical Grid.

사용해 보았으나 만족할 만한 계산결과를 얻지 못했다. 또한 온도와 압력이 급하게 변하는 지역에는 보다 세밀한 grid를 사용한 불규칙한 grid를 사용해 보았으나 현저하게 개선된 결과를 얻지 못했다. 윤활유 주입홈의 형태와 위치는 다음과 같다(Fig. 5).

가. 반 원주형 윤활유 주입홈은  $-90^\circ$ 와  $90^\circ$  사이에 위치하고 grid size는 21×4이다.

나. 축방향 윤활유 주입홈은  $360^\circ$  바로 전에 위치하고 축방향의 양쪽 끝에 작은 land가 존재한다. Grid Size는 2×12이다.

본 계산의 정확도를 비교하기 위하여, 하나의 축방향 주입홈을 갖는 제어널 베어링에 대한 Boncompain 등[3]의 실험 결과를 이용하였다. 그 비교는 Fig. 6에 보여진 바와 같고 고전압유에 대하여 잘 일치되었다

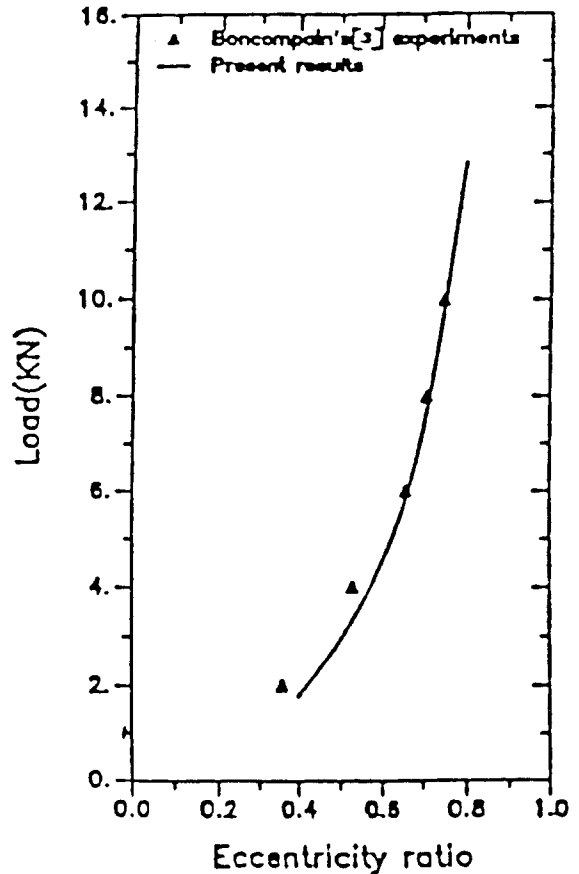


Fig. 6. Comparison of Experimental Results and Computations for the load Capacity Vs. Eccentricity Ratio for and Aligned Bearing with Axial Groove.

### 3. 결과 및 고찰

Table 1 에 주어진 베어링 치수와 윤활유 성분을 사용하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

#### 3-1. 열적 효과(Thermal Effects)

Table 2 는 Table 1 의 조건하에서 5가지의 열 경계 조건에 대하여 각각 무차원 부하량과 마찰력과 측면유량 그리고 최고 온도와 압력을 수치로 표시하였다. 같은 운전 조건하에서 실제온도 경계조건에 가까울수록 베어링의 부하량이 감소하는 것을 보였다. 조건 #1과 다른 조건들하에서의 결과와 비교할 때 부하량은 축방향 주입홀에서 20% 감소를 보인 반면 반원주형 주입홀에서는 25% 감소를 보였다. 마찰력의 변화는 각각 25와 30% 감소했고, 베어링 측면 유량은 각각 10%와 25% 증가했다. 이러한 변화는 온도의 고려로 인해 점도가 떨어지므로 부하량과 마찰력은 떨어지고 베어링 측면 유량을 증가시켰다. 윤활유 주입구에서의 혼합 현상이 베어링 벽면으로의 열전달량 보다 중요한 영향을 미치는 것이 흥미있는 점이다.

경계조건 #2와 #3는 단열 베어링 벽면과 벽으로의 열전달 조건으로 거의 같은 결과를 보였고, 조건 #4와 #5는 조건 #2와 #3에 베어링 주입구에서 혼합 현상을 첨가한 경우로 역시 거의 같은 결과를 보였다. 단 최고온도에서 차이를 보였다. 윤활유 주입홀에서의 혼합현상은 주입홀의 아래쪽 가장 자리의 온도를 결정 짓는데 주요한 영향을 미친다. 조건 #2와 #3에서는

Table 1. Journal Bearing Operating Conditions (Laminar Flow)

Bearing Diameter	$D=100\text{mm}$
L/D Ratio	0.8 and 0.5
l/L Ratio	0.2857, i. e. 2/7
C/R Ratio	0.0029
Eccentricity Ratio	$\epsilon=0.8$
Rotational Speed	$N=2000\text{rpm}$
Lubricant Viscosity at 40°C	$\mu_o=0.0277\text{ Pa}\cdot\text{S}$
Temperature-Viscosity Coefficient	$\alpha=0.033^\circ\text{C}^{-1}$
Lubricant Density at 40°C	$\rho=860\text{kg/m}^3$
Lubricant Specific Heat	$C_o=2000\text{J/kg}^\circ\text{C}$
Convection Heat Transfer Coefficient of Lubricant to the Bush	$H_{bo}=500\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$
Convection Heat Transfer Coefficient of Gas (air) to the Bush	$H_{bk}=50\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$
Convection Heat Transfer Coefficient of Lubricant to the Shaft	$H_s=1300\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$
Thermal Conductivity of Oil	$K_o=0.13\text{W/m}^\circ\text{C}$
Thermal Conductivity of Air	$K_a=0.025\text{W/m}^\circ\text{C}$
Bush and Shaft Temperature	$T_{b,s}=45^\circ\text{C}$
Inlet Lubricant Temperature	$T_{in}=40^\circ\text{C}$
Inlet Lubricant Pressure	$P_{in}=0.7\times 10^6\text{ Pa}$
Axial Groove Width	17.1 ( $\alpha$ grids size)

Table 2. Non-Dimensional Load, Friction and Axial Leakage, as Well as the Maximum Film Pressure (in MPa) and Temperature (in °C) for an Aligned Bearing with a Half-Circumferential Groove, Operating at the Conditions Specified in Table 1 with L/D=0.8. The Corresponding Values for the Axial Groove are Given in Parentheses.

Boundary Conditions	Case #1 (Isothermal)	Case #2 (Adiabatic, No Mixing)	Case #3 (Convective, No Mixing)	Case #4 (Adiabatic, Mixing)	Case #5 (Convective, Mixing)
Load	14.3 (14.7)	11.8 (12.4)	11.7 (12.2)	10.6 (11.7)	10.9 (11.8)
Friction	24.3 (25.2)	18.3 (19.6)	18.6 (19.6)	16.7 (18.5)	17.2 (18.9)
Axial Leakage	5.7 (9.3)	6.6 (9.7)	6.5 (9.6)	7.2 (10.5)	6.9 (10.2)
Max. Oil Pressure	6.5 (6.7)	5.3 (5.5)	5.3 (5.4)	4.9 (5.2)	5.0 (5.2)
Max. Oil Temperature	40.0 (40.0)	59.5 (58.7)	56.3 (56.0)	62.1 (59.8)	57.7 (56.5)

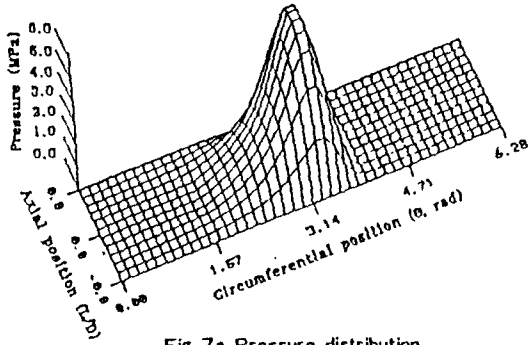


Fig 7a Pressure distribution

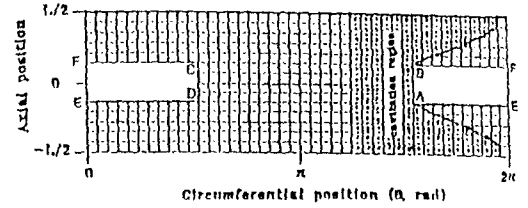


Fig 7b Calculated cavitation region

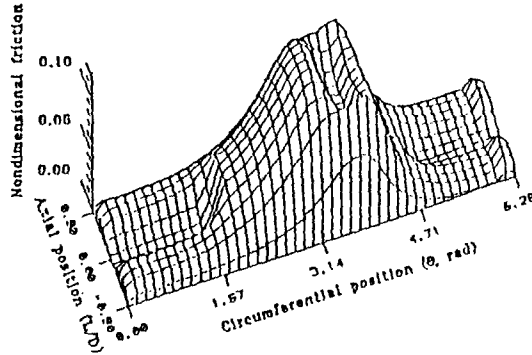


Fig. 7c Non - dimensional friction distribution

Fig. 7. Pressure and Non-Dimensional Friction Distribution and Cavitation Region for an Aligned bearing with the parameters Specified in Table 1 and Isothermal Conditions(Case # 1).

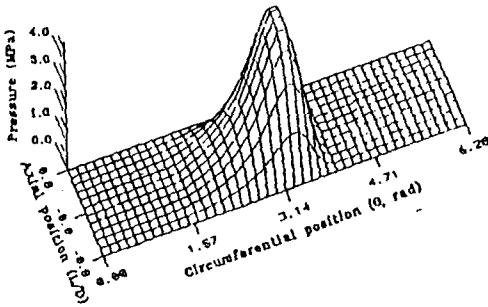


Fig 8a Pressure distribution

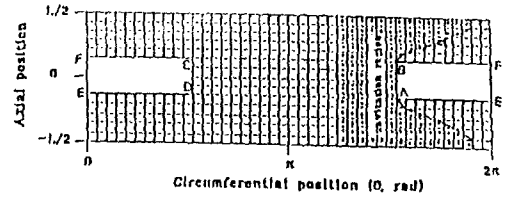


Fig. 8b Calculated cavitation region

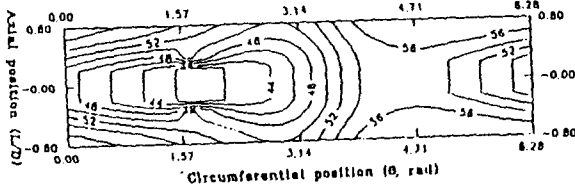


Fig 8c Temperature distribution(C)

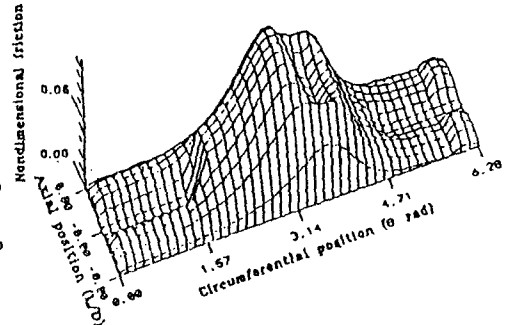


Fig 8d Non - dimensional friction distribution

Fig. 8. As in Fig. 1 but for Convecting Wall Conditions and Mixing at the Groove Edges (Case # 5)

이 부분의 온도를 주입 온도로 보았고, 조건 #4와 #5에서는 주입 온도보다 10~20°C 높게 나타났다. 결과적으로 낮은 점도를 갖게 된다.

Fig. 7과 Fig. 8은 각각 조건 #1과 조건 #5에 대해 반원주형 윤활유 주입홈을 갖는 제어널 베어링의 유막 압력과 온도와 마찰력 분포도 그리고 cavitation 지역을 보여준다. Cavitation 지역의 마찰력은 유막의 감소를 고려한 값이다. 최고 압력은 조건 #1에 대해서는 6.5MPa이고 조건 #5에서는 5.0 MPa로 나타났다. Cavitation의 시작은 조건 #1과 #5에 대해서 모두  $\theta=220^\circ$  근처이다. 그러나 조건 #5에서 Cavitation 지역이 더 짧다. 마찰력 분포도에서 보는 바와 같이 움푹패인 골(Trough)은  $\theta=180^\circ$ 와  $220^\circ$  사이에 나타났다. 이러한 현상은 이 부분에서의 압력의 감소와 온

도 증가 그리고 유막의 변화에 따른 현상이다. 조건#5 하에서 최고 마찰지점, 즉 골의 두번째 마루가 온도의 증가로 낮게 되었다. 이와 같이 유막 온도 분포의 고려는 베어링 전 부하량과 마찰을 결정하는 중요한 역할을 한다.

유막 온도 분포의 효과를 더 검사하기 위하여, 베어링 벽면에서의 온도 변화 효과를 조사했다. Table 3에서는 베어링 벽면(bush와 shaft)의 온도를 20°C와 80°C로 가정한 상태에서의 결과를 나타낸다. 벽면으로의 열전달을 고려할 때, 높은 벽면 온도에서는 낮은 벽면 온도에서 보다 많은 측면 유량을 가져왔고 적은 마찰력을 나타냈다. 또한 베어링 부하량은 벽면 온도의 변화에 의해 최고 20%의 변화를 나타냈다. 참고로 혼합 효과에 의해서는 최고 25%의 베어링 부하량에 변화를

**Table 3.** Non-Dimensional Load, Friction and Axial Leakage, as well as Maximum Film Pressure(in MPa) and Temperature(in °C) for an Aligned Bearing with a Half-Circumferential Groove, Operating at the Conditions Specified in Table 1 with L/D=0.8 and Shaft wall Temperatures as Indicated. The Corresponding Values for Axial Groove are given in Parentheses.

Boundary Conditions	Case #1 (Isothermal)	Case #2 (Adiabatic, No Mixing)	Case #3 (Convective, No Mixing)	Case #4 (Adiabatic, Mixing)	Case #5 (Convective, Mixing)
<b>a. Wall Temperature = 20°C</b>					
Load	14.3 (14.7)	11.8 (12.4)	13.5 (13.9)	10.6 (11.7)	13.0 (13.9)
Friction	24.3 (25.2)	18.3 (19.6)	21.7 (22.7)	16.7 (18.5)	21.2 (22.7)
Axial Leakage	5.7 (9.3)	6.6 (9.7)	6.0 (9.4)	7.2 (10.5)	6.1 (9.6)
Max. Oil Pressure	6.5 (6.7)	5.3 (5.5)	6.1 (6.3)	4.9 (5.2)	5.9 (6.3)
Max. Oil Temperature	40.0 (40.0)	59.5 (58.7)	47.9 (47.8)	62.1 (59.8)	48.5 (47.8)
<b>b. Wall Temperature = 45°C (see TABLE 2)</b>					
<b>c. Wall Temperature = 80°C</b>					
Load	14.3 (14.7)	11.8 (12.4)	9.7 (9.7)	10.6 (11.7)	8.7 (8.9)
Friction	24.3 (25.2)	18.3 (19.6)	14.8 (15.6)	16.7 (18.5)	13.3 (14.4)
Axial Leakage	5.7 (9.3)	6.6 (9.7)	7.2 (10.0)	7.2 (10.5)	8.2 (11.4)
Max. Oil Pressure	6.5 (6.7)	5.3 (5.5)	4.3 (4.2)	4.9 (5.2)	4.0 (3.9)
Max. Oil Temperature	40.0 (40.0)	59.5 (58.7)	70.3 (70.1)	62.1 (59.8)	72.0 (71.2)



가져왔다. 이와 같이 온도분포는 점도를 결정하는 중요한 요소이고, 또한 간접적으로 베어링 부하량에 큰 영향을 미친다. 이러한 현상은 윤활유 주입 온도의 변화에 대하여 더욱 현저히 나타난다.

Table 4에서는 축 방향 윤활유 주입홈과 반원주형 주입홈에 대하여 각각 세가지 다른 윤활유 주입 온도 하에서 결과치들을 나열했다. 낮은 주입 온도에서는 주입구의 형태와 혼합현상의 고려 유무에 관계없이, 윤활유를 일정한 점도로 가정한 경우의 부하량과 윤활유 점도가 온도에 따라 변한다고 가정한 경우의 부하량 사이에 최고 55% 차이가 났고, 마찰력에 대해서는 60%의

차이를 보였다. 조건 #2와 #3 (혹은 조건 #4와 #5) 사이의 각 결과치들의 변화는 조건 #2와 #4(혹은 조건 #3와 #5) 사이의 그것들 보다 매우 적다. 즉 주입구에서의 혼합현상이 베어링 벽면으로의 열전달량에 비해 더 중요한 요인으로 나타났다. 그러나 높은 윤활유 주입온도하에서는, 주입구에서의 혼합현상은 베어링 벽면을 단열로 가정했을 때에만 유막의 온도 분포에 영향을 미쳤다. 이와 같이 높은 주입온도 하에서는 벽면으로의 열전달은 유막의 온도분포와 베어링 마찰력 그리고 베어링 부하량을 결정하는 중요한 역할을 한다. 조건 #3과 #5(벽면으로의 열전달 조건) 사이의

**Table 4.** Non-Dimensional Load, Friction and Axial Leakage, as well as Maximum Oil Film Pressure (in MPa) and Temperature (in °C) for an Aligned with a Half-Circumferential Grooves Operating at the Conditions Specified in Table 1 and with L/D=0.8 and Inlet Oil Temperatures as Noted. The Reference Viscosity Coefficient Used in the Non-Dimensional Load and Friction is the One for 40°C for all Inlet Temperatures to Facilitate Comparison. To Obtain the Values with the Reference Viscosity Being the One at the Corresponding Inlet Temperatures, the 20°C Inlet Should be Multiplied by 0.1847 and the 80°C Ones by 1.629. The Wall Temperature is 45°C. The Corresponding Values for Axial Groove are Given in Parentheses.

Boundary Conditions	Case #1 (Isothermal)	Case #2 (Adiabatic, No Mixing)	Case #3 (Convective, No Mixing)	Case #4 (Adiabatic, Mixing)	Case #5 (Convective, Mixing)
a. Inlet Temperature = 20°C					
Load	78.5 (80.4)	37.8 (43.8)	36.3 (41.1)	33.2 (38.4)	33.0 (36.8)
Friction	130.8 (137.0)	52.3 (67.6)	51.4 (65.0)	45.7 (58.9)	45.5 (57.9)
Axial Leakage	4.3 (7.2)	5.9 (8.0)	5.7 (7.9)	6.0 (8.6)	5.5 (8.4)
Max. Oil Pressure	35.2 (36.4)	16.9 (17.7)	16.2 (16.6)	15.5 (15.8)	15.2 (15.2)
Max. Oil Temperature	20.0 (20.0)	73.9 (71.8)	68.3 (67.2)	75.6 (73.0)	77.1 (67.8)
b. Inlet Temperature = 40°C (see TABLE 2)					
c. Inlet Temperature = 80°C					
Load	8.7 (8.9)	7.7 (8.0)	8.7 (9.0)	7.2 (7.7)	8.7 (9.0)
Friction	15.1 (15.4)	12.5 (13.0)	16.9 (17.9)	11.7 (12.5)	16.9 (17.9)
Axial Leakage	6.9 (10.9)	7.6 (11.3)	6.9 (10.9)	8.3 (12.0)	6.9 (10.9)
Max. Oil Pressure	4.0 (4.1)	3.5 (3.6)	4.0 (4.1)	3.3 (3.5)	4.0 (4.1)
Max. Oil Temperature	80.0 (80.0)	93.1 (92.8)	80.2 (80.2)	95.2 (93.7)	80.2 (80.2)

각 결과치의 차이는 조건 # 4와 # 5 (주입구에서의 혼합조건) 사이의 차이보다 현저히 적다. 이러한 현상은 축방향 주입흡과 반원주형 주입흡에 대해 모두 공통적이다. 주요한 점은 베어링벽면으로의 열전달 조건하의 최고 온도는 주입 온도와 근사하게 나타난 것이다. 그 이유는 윤활유의 내부 에너지는 높은 주입 온도로 인하여 이미 높은 상태여서 윤활유의 점성으로 인한 마찰력은 내부 열량용 더 이상 증가시키지 못하기 때문이다. 또한 유막 온도가 이미 높은 상태에서 베어링 벽 면에 단열 조건을 가정한다면, 베어링 내부 온도의 증가로 결과적으로 마찰력과 부하량의 감소를 가져온다. 그리고 베어링 벽면으로의 열전달 조건을 부과하면 이 부분으로 열손실이 많으므로 유막 온도가 크게 증가하지 못하므로 혼합 효과는 현저히 감소한다. 조건 # 3과 # 5에서 각 결과치는 조건 # 1의 결과와 거의 같으나 마찰력에 있어서만 조건 # 3와 # 5의 값이 높게 나타났으며, 이러한 현상은 윤활유의 온도 분포가 전반적으로 주입 온도 보다 낮다는 것을 의미한다. 베어링 부하량의 변화를 수치적으로 보면, 베어링 벽면의 단열 조건하에서는 윤활유를 일정한 점도로 가정한 경우와 온도에 따라 변하는 경우와 비교할 때 베어링 부하량의 변화는 높은 주입 온도 하에서는 18%, 낮은 주입 온도에서는 55%로 나타났고, 이러한 현상은 주입흡 형태에 관계없이 공통적으로 나타났다. 그리고 베어링 벽면으로의 열전달 조건에서, 높은 주입 온도에서는 거의 차이가 없었고 낮은 주입 온도에서는 55%로 나타났다.

이상과 같은 주입온도의 변화로 인한 현상은 다음과 같다. 어떤 일정한 경향이 없이 주입 온도의 높고 낮음에 따라 경향이 다르다. 낮은 주입 온도에서는 베어링 벽으로의 열전달 조건과 주입구에서의 혼합 현상 조건간에 각 결과들의 차이점은 비교적 적게 나타났다. 그러나 높은 주입 온도에서는 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다. 낮은 열전달율에 대해서는 벽면으로의 혼합현상이 중요한 역할을 하고, 높은 열전달율에 대해서는 베어링 벽으로의 열전달량이 중요하다.

### 3-2. 주입 압력의 효과

베어링 운전에 영향을 주는 또 하나의 요소는 주입 압력이다. Table 5는 표준 주입 압력과, 이 압력의 3배가 되는 주입 압력 사이에서의 각 결과치들을 나열했다. 윤활유 주입흡의 형태에 관계없이 위의 2가지 주입 압력 하에서 베어링 부하량과 마찰력 사이에는 차이가 거의 없었다. 반원주형 주입흡에서 베어링 부하량과 마찰력은 각각 최고 3%와 5%의 차이를 보였다. 그러나 베어링 측면 유량은 윤활유 주입 압력에 따라 크게 좌우된다. Fig. 9에 보여진 주입 압력에 따른 유막의 속도 분포를 보면 쉽게 알 수 있다. 즉 유량은 주입흡과 베어링 측면의 압력에 따라 좌우된다.

### 3-3. L/D비의 효과

Table 6에는 L/D=0.5에 대한 각 결과들 L/D = 0.8일 때의 결과와 비교하였다. L/D의 변화는 D를 고

**Table 5.** Non-Dimensional Load, Friction and Axial Leakage, as well as the Maximum Film pressure (in MPa) and Temperature (in °C) for an Aligned Bearing with a Half-Circumferential Groove, Operating at the Conditions Specified in Table 1 with L/D=0.8 and Oil Inlet Pressure  $P_{in}=0.2$  MPa. The Corresponding Values for  $P_{in}=0.07$  MPa are Given in Parentheses.

Boundary Conditions	Case #1 (Isothermal)	Case #2 (Adiabatic, No Mixing)	Case #3 (Convective, No Mixing)	Case #4 (Adiabatic, Mixing)	Case #5 (Convective, Mixing)
Load	13.9 (14.3)	11.8 (11.8)	11.7 (11.7)	10.9 (10.6)	11.0 (10.9)
Friction	24.7 (24.3)	19.3 (18.3)	19.4 (18.6)	17.8 (16.7)	18.1 (17.2)
Axial	9.4 (5.7)	10.4 (6.6)	10.3 (6.5)	12.4 (7.2)	11.9 (6.9)
Max. Oil Pressure	6.6 (6.5)	5.5 (5.3)	5.4 (5.3)	5.2 (4.9)	5.2 (5.0)
Max. Oil Temperature	40.0 (40.0)	58.5 (59.5)	55.8 (56.3)	60.3 (62.1)	56.7 (57.7)

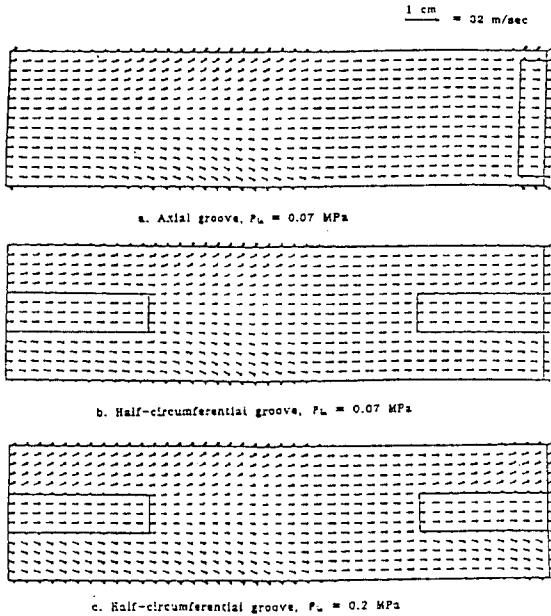


Fig. 9. Average Velocity Field of the Lubricant in an Aligned Bearing for Convecting Walls With High Convective Heat Transfer Coefficients and mixing at the Groove(Case # 5) Under the Parameters Given in Table 1(One Centimeter Corresponds to 32m/sec).

정하고  $L$ 의 값만 변화시켜 얻었고, 윤활유 주입홀의 크기는  $L/D$ 비를 일정하게 유지했다. 무차원 베어링 부

하량( $\bar{W}$ )과 마찰력( $\bar{F}$ )의 정의로부터 이들 값은  $L$ 의 변화에 비례하지 않으나 베어링 내벽의 표면적에 비해 하므로 베어링 부하량은 거의 2배로 감소했고 마찰력은 40%감소를 보였다. 조건 #1과 #3와 #5 사이의 각 결과치의 변화량은  $L/D$ 의 비가 1이하에서는  $L/D$ 의 변화에 관계치 않고 같은 경향을 보였다.

### 3-4. 경사축의 영향

여러 상황아래서 고르지 못한 하중에 의하여 저어널 베어링의 축은 경사진 상태에서 작동할 수 있다. 이러한 연구를 위해 여러 경사도(Degree of misalignment  $D_m$ )하에서의 결과들을 검토해 보았다. 축의 경사도( $D_m$ )는 베어링 측면 끝에서의 최소 유막 두께의 변화율을 나타내고,  $D_m=1.0$ 은 축이 베어링의 양 측면 중 최소한 한쪽 끝이 닿을 경우이다.

세가지 열 경계 조건, 즉 조건 #1과 #3와 #5 하에서 Zero misalignment directional angle( $\phi=0$ )에 대하여 베어링 부하량과 마찰력 그리고 베어링 측면 유량용 Fig. 10에 나타냈다. Isothermal 조건(조건 #1)의 결과(Fig. 10a)는 유사한 결과 [12]와 잘 일치한다. 온도 변화에 대한 고려(Table 2)는 압력과 점도의 감소를 가져왔고, 따라서 경사축으로 인하여 초래되는 지역적인 온도 증가는 오히려 부하량의 증가에도 불구하고 마찰력은 거의 일정하게 유지하고 있다. 경사도( $D_m$ )가 증가하면, 에너지 방정식의 Convective Mechanism은 유막의 감소로 인한 고온 부분(hot spots)을 발생시키고, 결과적으로 부하량과 마찰력을 감

Table 6. Non-Dimensional Load, Friction and Axial Leakage, as well as the Maximum Film Pressure(in MPa) and Temperature(in  $^{\circ}\text{C}$ ) for an Aligned Bearing with a Half-Circumferential Groove, Operating at the Conditions specified in Table 1 with  $L/D=0.5$ . The Corresponding Values for  $L/D=0.8$  are Given in Parentheses.

Boundary	Case # 1 (Isothermal)	Case # 3 (Convective, No Mixing)	Case # 5 (Convective, Mixing)
Load	5.3 (14.3)	4.4 (11.7)	4.2 (10.9)
Friction	14.6 (25.2)	11.5 (18.6)	10.8 (17.2)
Axial Leakage	5.9 (5.7)	6.5 (6.5)	7.3 (6.9)
Max. Oil Pressure	4.3 (6.5)	3.5 (5.3)	3.4 (5.0)
Max. Oil Temperature	40.0 (40.0)	55.4 (56.3)	56.1 (57.7)

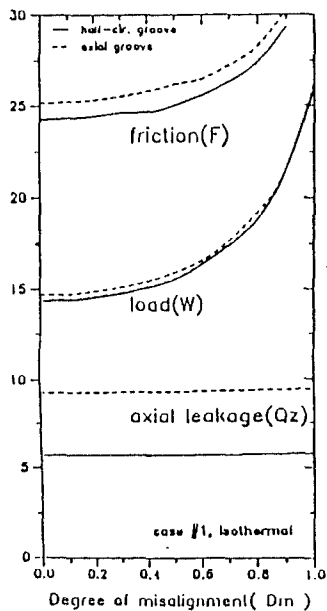


Fig. 10a Isothermal conditions

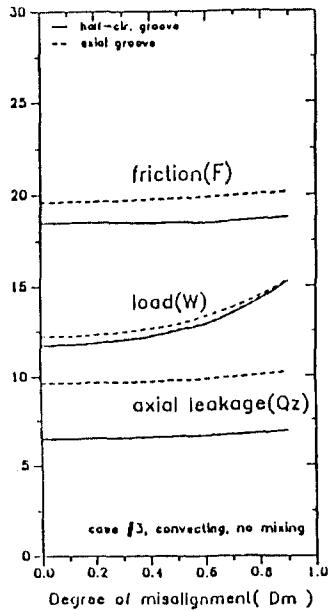


Fig. 10b Convecting, no mixing conditions

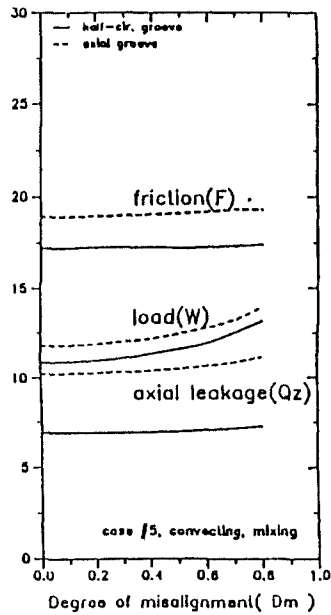


Fig. 10c Convecting, mixing conditions

Fig. 10. Non-Dimensionalized Load Capacity, Friction and Axial Leakage Vs. Degree of Misalignment for a Bearing Operating under the Conditions of Table 1 with Misalignment Direction Angle  $\phi = 0$ .

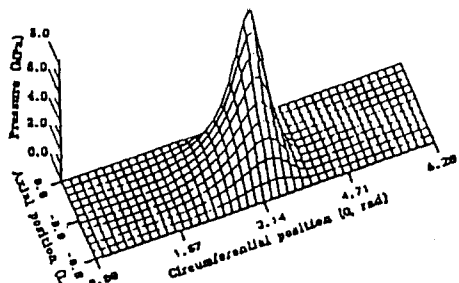


Fig. 11a Pressure Distribution, Case #5, Convecting Walls and Mixing.

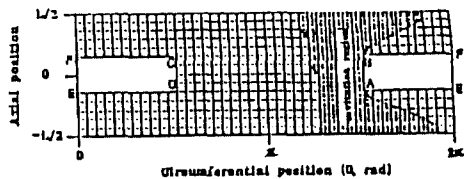


Fig. 11b Calculated cavitation region, case # 5

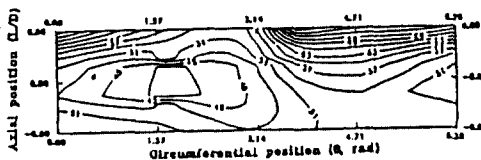


Fig. 11c Temperature Distribution (C), Case #5.

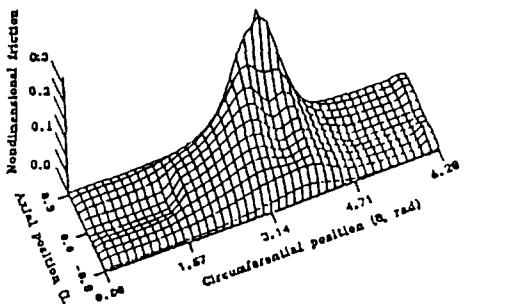


Fig. 11e Non-Dimensional Friction Distribution, Case #1.

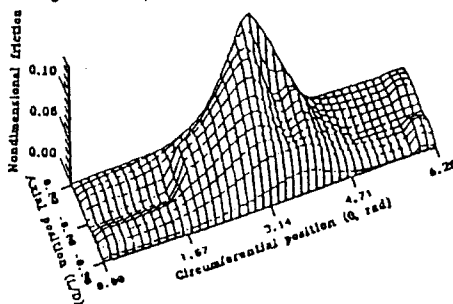


Fig. 11d Non-Dimensional Friction Distribution, Case #5.

Fig. 11. The Pressure, Temperature and Non-Dimensional Friction Distributions and Cavitation Region for a Semi-Circumferential Grooved Bearing Operating at the Condition of Table 1 with Degree of Misalignment,  $D_m=0.8$  and Misalignment Directional Angle,  $\phi = 0$ .

소시켰다. Fig. 11은 이러한 현상을 쉽게 이해할 수 있게 해 준다. 이 그림에서는  $D_m=0.8$ 에 대하여 조건 #5. 즉 베어링 벽으로의 열전달과 윤활유 주입홈에서의 혼합 현상을 고려한 조건에서 압력과 온도의 마찰력 분포도를 나타낸다. Fig. 11e는 비교를 위한 조건 #1 하에서의 마찰력 분포도이다. 또한 Fig. 11b에서는 경사축 하에서 cavitation 지역을 나타내고 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 자동차 엔진 베어링에서 흔히 발견할 수 있는 여러가지 요소들의 영향, 특히 주입 윤활유의 온도와 압력, 베어링 벽면 온도, 그리고 윤활유 주입홈의 형태 등이 저어널 베어링에 미치는 영향을 조사했다[18, 19]. 이러한 요소들은 유막의 온도 분포에 영향을 미치므로 베어링 성능 해석에 큰 영향을 주었다. 그러므로 Reynolds 방정식과 에너지 방정식을 동시에 다루는 좀 더 효율적인 Algorithm을 개발해야만 한다. 본 연구의 매개변수 연구를 통하여 유막의 온도변화는 내연기관의 저어널 베어링 해석에 필히 고려해야 될 요소인 점과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

가.

1) 윤활유의 형태에 관계없이 정상적인 베어링 벽면의 온도와 윤활유 주입온도 (Table 1참고) 하에서는 베어링 벽으로의 열전달만이 유막의 온도 분포를 결정하는 주요 요인이라고 말할 수 없으며, 오히려 주입되는 윤활유 온도의 영향이 더 중요하다.

2) 베어링 벽면의 온도, 혹은 윤활유 주입온도가 높을 때에는 베어링 벽면으로의 열전달은 유막의 온도 분포를 결정하는 중요 요소가 된다.

3) 윤활유 주입 온도가 낮을 수록 유막의 온도 기울기(변화도)는 더 커지고 믿을 만한 결과를 위해 에너지 방정식의 고려가 절실히 요구된다.

나. 윤활유 주입홈에서의 재순환된 윤활유와 공급되는 주입 윤활유의 혼합이 유막 온도 분포를 결정하는 중요한 역할을 하고, 혼합 과정이 끝난 후 윤활유의 하단부 윤활온도가 믿을 만한 가정하에 계산된 값이라면 세밀한 혼합 과정의 해석은 불필요한 것 같다.

다. 베어링 벽면의 온도변화는 베어링 부하량의 설정에 어느정도의 역할은 하지만, 베어링 벽면의 마찰에 더 크게 영향을 미친다.

라. 유체 윤활에 온도 변수를 함께 고려할 경우, 놀랍게도 경사진 베어링 축에서 초래될 수 있는 베어링

하중과 마찰력의 심한 변화를 줄이는 효과를 나타냈다.

마. 주입 윤활유의 압력이 베어링 하중과 마찰력에 미치는 영향은 적지만, 베어링 측면으로의 윤활유 유출에 미치는 영향은 크다.

바. 베어링 내벽 마찰의 상당한 부분이 최고 압력이 존재하는 곳의 뒷 부분에서도 존재하므로, 사다리꼴 모양의 윤활 주입홈을 이 부분까지 연장하여 재 설계하면 베어링 하중량에 변화시킴없이 마찰을 줄일 수 있다.

마지막으로 더 생각해 볼 열적 문제는 bush와 shaft의 열팽창이다. 10°C의 온도 변화에 열팽창으로 인하여 유막 두께에 2~5%의 변화를 야기시킬 수 있으며, 이 값은 고 편심율(0.6 이상) 하의 베어링에서의 최소 유막의 값에 해당될 수 있다. 그러므로 베어링 재 설계시 이러한 열팽창을 고려해야 한다.

#### NOMENCLATURE

- c : radial clearance between journal and its bearing(m)
- $C_o$  : specific heat of lubricant(KJ/Kg°C)
- D : bearing diameter(m)
- $D_m$  : degree of misalignment(the percentage reduction of minimum film thickness at the bearing ends)
- e : eccentricity(the offset distance between journal and bearing centers)
- F : friction force(N)
- $\bar{F}$  : non-dimensional friction force  
 $= (F/LD) / (c/R) / \mu_o N$  (L/D)
- h : oil film thickness(m)
- $H_{b,s}$  : convection heat transfer coefficient at bush and shaft(W/m°C)
- H : non-dimensional film thickness =  $h/c$
- K : thermal conductivity of the fluid(W/m°C)
- l : half-circumferential groove width(m)
- L : bearing length(m)
- $L_c$  : contraction ratio in the cavitation region
- N : rotational speed(rpm)
- p : fluid hydrodynamic pressure(Pa)
- P : non-dimensional pressure:  $p(c/R)^2 / \mu_o N$
- $P_{in}$  : inlet pressure(Pa)
- $Q_{in}$  : inlet flow in the bearing groove(m³/s)
- $Q_{rec}$  : recirculating flow(m³/s)
- $Q_z$  : lubricant side leakage(m³/s)
- $\bar{Q}_z$  : non-dimensional lubricant side leakage  
 $= \frac{Q_z}{NcR^2}$

$R$  : journal bearing radius(m)  
 $T$  : temperature( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $T_{in}$  : inlet film temperature( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $T_o$  : reference temperature= $T_{in}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $T_{out}$  : oil temperature on the downwind side of a groove( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $\bar{T}$  : non-dimensional temperature  
 $=(\rho C_o(cR)^2 \mu_o N)(T-To)$   
 $T_b$  : bush temperature( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $T_{rec}$  : temperature of the recirculating fluid( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $T_s$  : temperature of the shaft( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $U$  : speed of the journal(m/sec)  
 $u,w$  : velocity components in the circumferential and axial directions, respectively(m/sec)  
 $W$  : applied load (N)  
 $\bar{W}$  : nondimensional load parameter  
 $= \frac{W}{LD} \left( \frac{c}{R} \right) \left( \frac{L}{D} \right) / \mu_o N$   
 $x,y,z$  : coordinates of circumferential, radial and axial directions, respectively  
 $\theta, \bar{z}$  : nondimensional coordinates( $\theta = x/R$ ,  $\bar{z} = z/R$ )  
 $\alpha$  : viscosity-temperature coefficient( $1/^{\circ}\text{C}$ )  
 $= e/c$   
 $\mu$  : lubricant viscosity (Pa.s)  
 $\mu_o$  : inlet lubricant viscosity(Pa.s)  
 $\bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_o}$   
 $\rho$  : lubricant density( $\text{Kg}/\text{m}^3$ )  
 $\psi$  : attitude angle, i.e., angle between the line of centers and the axial plane containing the load vector

## REFERENCES

1. Khonsari, M.M., and Beaman, J.J., "Thermohydrodynamic Analysis of Laminar, Incompressible Journal Bearings", *ASLE Trans.*, 29, pp.141-150(1986).
2. Ferron J., and Boncompain, R., "A Study of the Thermohydrodynamic Performance of a Plain Journal Bearing ; Comparison Between Theory and Experiments", *Trans. ASME J. Lubr. Tech.*, 105, pp.422-428(1983).
3. Boncompain, R., Fillon, M., and Frene J., "Analysis of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings", *Trans. ASME J. Tribol.*, 108, pp.219-224(1986).
4. McKee, S.A., and McKee, T.R., "Pressure Distribution in Oil Films of Journal Bearings", *Trans. ASME*, 54, pp.149-165(1932).
5. Dubois, G.B., Ocvirk, F.W., and Wehe, R.L., "Experimental Investigation of Misaligning Couples and Eccentricity at End of Misaligned Plain Bearings", NACA TN 3352(1953).
6. Reason, B.R., and Siew, A.H., "A Numerical Solution for the Design and Performance Evaluation of Journal Bearing with Misalignment", *I. Mech. Eng.*, C9/82. pp.77-85(1982).
7. Mokhtar, M.O.A., Safar, Z.S., and Abdel-Rahman, M.A.M., "An Adiabatic Solution of Misaligned journal Bearings" *Trans. ASME J. Tribol.*, 107, pp.263-267(1985).
8. Braun, M.J., Mullen R.L., and Hendricks, R.C., "An Analysis of Temperature Effect in a Finite Journal Bearing with Spatial Tilt and Viscous Dissipation", *ASLE Trans.*, 27, pp.405-412(1984).
9. Safar, Z.S., Mokhtar, M.O.A., and Peeken, H.J., "Thermal Characteristics of Misaligned Finite Journal Bearings", *Tribology international*, 18, pp.13-16(1985).
10. Medwell, J.O., and Gethin, D.T., "Synthesis of Thermal Effects in Misaligned Hydrodynamic Journal Bearings", *Int. J. Num. Meth. Fluids*, 6, pp.445-458(1986).
11. Pinkus, O., and Bupara, S.S., "Analysis of Misaligned Grooved Journal Bearings", *Trans. ASME J. Lubr. Tech.*, 101, pp.503-509(1979).
12. Mokhtar. M.O.A., and Abdel-Rahman, M.A.M., "Hydrodynamic Performance of Lubrication Journal Bearings with Axial and Spiral Oil Feedings", *Wear*. 101, pp.169-179(1985).
13. Mitsui, J., Hori, Y., and Tanka, M., "Thermohydrodynamic Analysis of Cooling Effect

- of Supply Oil in Circular Journal Bearing”, *Trans. ASME J. Lubr. Tech.*, 105, pp.4214-421(1983).
14. Heshmat, H., and Pinkus, O., “Mixing Inlet Temperatures in Hydrodynamic Bearings”, *Trans. ASME J., Tribol.*, 108, pp.231-248(1986).
  15. Rajalingham, C., and Prabhu, B.S., “Thermohydrodynamic performance of a Plain Journal Bearing”, *ASLE Trans.*, 30, pp.368-372(1987).
  16. Dowson, D., Hudson, J., Hunter, B., and March, C., “An Experimental Investigation of the Thermal Equilibrium of Steadily Loaded Journal Bearings”, *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, 181, Pt. 3B, pp.7-80(1966-1967).
  17. Smalley, A.J. and McCallion, H., “The Effects of Journal Misalignment on the Performance of a Journal Bearing Under Steady Running Conditions”, *Proc., Inst. Mech. Engrs*, Vol.181, Part 3B, 1966-67, pp.45-54.
  18. Chun, S.M. and Lalas, D.P., “Parametric Study of Inlet Oil Temperature and Pressure for a Half-Circumferential Grooved Journal Bearing”, STLE Preprint, No.89-AM-2B-3, 1989.
  19. Chun, S.M., Parametric Study of Thermal and Unsteady Effects in Hydrodynamic Lubrication of journal Bearings, Wayne State University, Ph.D. Thesis, 1989.