

靜壓저어널 베어링의 靜特性 解析

박천홍* · 김석일* · 이후상**

The Static Characteristics of Hydrostatic Journal Bearings

Chun-Hong Park · Seok-Il Kim* · Hu-Sang Lee***

ABSTRACT

In this study, a series of experiments and analyses are performed to estimate the static characteristics of hydrostatic journal bearing such as load capacity, pressure change in each recess, eccentricity of spindle, etc. The experiments are carried out for a multi-recess type journal bearing with capillary restrictor. The Finite Element Method(FEM) is used for the analyses. The predicted load capacity under the condition of stationary or eccentric ratio of bellow 0.2 of the spindle shows excellent agreement with the measured. But, with an increase of the eccentric ratio when the spindle is rotating, the predicted load capacity is largely estimated than the measured. It seems that the difference is mainly caused among others from the fact that the effect of oil-viscosity variation due to the temperature change in the bearing is not introduced into the analyses. The analysis method proposed to estimate the static characteristics of hydrostatic journal bearing is considered to be very reliable since the predicted results are overall in good agreement with the measured.

Key words : hydrostatic bearing, static characteristics, FEM, machine tool, precision spindle

1. 緒 論

최근 공작기계주축 및 안내면의 精度向上을

위해 靜壓潤滑方式이 활발히 도입되고 있다. 靜壓潤滑은 외부로 부터 加壓된 유체를 베어링내부에 공급시켜줌으로써 負荷를 지지하는 방식으

*공작기계실 연구원

**공작기계실 책임연구원

로 非接觸運動拘束을 통한 摩擦抵抗의 감소, 油膜의 平均化효과에 의한 안정된 回轉精度, 금속 접촉방지에 의한 수명의 반영구화, 外部加壓에 의한 높은 負荷容量, 剛性, 減衰性등의 강점을 지니고 있다.

靜壓베어링의 設計를 위해서는 베어링과 壓力源間に 설치된 流體抵抗과 剛性, 負荷容量, 流量 등 靜의 性能을 지배하는 설계변수들의 상호관계를 명확히 할 필요가 있으며 이와 더불어 베어링을 포함한 運動系가 비교적 高速의 상대운동을 갖는 경우에는 상대면간의 썩기운동에 의한 動壓효과가 설계변수에 큰 영향을 미치게 되므로 상대 속도에 의한 상호관계의 변화도 定量的으로 파악할 필요가 있다.

靜壓저어널베어링에 있어서 動壓효과를 무시한 경우의 靜特性에 관해서는 이미 많은 연구검토가 이루어져 왔으며¹⁾²⁾ 결과적으로 剛性, 負荷容量 면에서 상당한 향상을 가져왔으나 動壓효과를 포함하는 소위 hybrid베어링으로서의 靜의 거동에 관한 연구보고는 의외로 많지 않으며³⁾⁴⁾ 특히 보다 精度 높은 數值解法에 의한 性能의 精確한 예측 및 實驗的 검증면에서는 사용가능한 데이터를 제시한 연구결과를 찾아보기 힘들다.

따라서 본 연구는 毛細管補償要素를 갖는 multi-recess形 저어널베어링에 있어서 動壓효과를 고려한 靜特性的 理論解析 및 實驗的 檢證을 목적으로 하였으며 이론해석에서는 解의 精度向上을 위해 有限要素法을 이용하였다.

2. 理論解析

2.1 壓力分布

靜壓저어널베어링의 clearance내에서의 潤滑油膜의 壓力分布는 油의 非壓縮性을 가정하고 慣性力과 squeeze효과를 무시하며 相對速度의 영향을 고려할 때 Reynolds 방정식에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\nabla \cdot \left(-\frac{h^3}{6\eta} \nabla \right) + h \underline{u} \cdot \nabla p = 0 \dots\dots\dots (1)$$

여기서 h는 clearance, η는 粘性係數, \underline{u} 는 相對速度, p는 壓力을 나타낸다. 式(1)의 數值解法으로 有限要素法을 적용하기 위해 變分原理에 의한 汎函數를 구하면⁵⁾

$$X(p) = \int_V \left\{ \frac{h^3}{12\eta} \nabla p \cdot \nabla p - h \underline{u} \cdot \nabla p \right\} dv + \int_{\ell} 2q_n p d\ell \dots\dots\dots (2)$$

로 되며 여기서 V는 베어링내부영역, ℓ은 境界, q_n은 境界 ℓ上에서의 單位 流量이다. 式(2)를 三角形要素에 의해 有限要素化하여 그 停留函數를 구하면 다음 식이 얻어진다.

$$2[K]\{p\} - \{U\} + \{Q\} = 0 \dots\dots\dots (3)$$

단, [K]는 油膜의 형상에 의해 결정되는 matrix, {p}, {U}, {Q}는 각각 三角形의 각 節點의 壓力, 速度, 流量에 관한 matrix이며 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$\left. \begin{aligned} [K] &= \Sigma [K]^e = \int_{e_m} \frac{h^3}{12\eta} [R_m]^T [R_m] dx dy \\ [U] &= \Sigma [U]^e = \int_{e_m} h [U_m] [R_m] dx dy \\ [Q] &= \Sigma [Q]^e = \int_{c_m} 2q_n [T_m] d\ell \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

$$\left. \begin{aligned} [T_m] &= [N_i \ N_j \ N_k], \quad [R_m] = \nabla \cdot [T_m] \\ N_i &= a_i + b_i x + c_i y \\ a_i &= (x_j y_k - x_k y_j) / 2\Delta \\ b_i &= (y_j - y_k) / 2\Delta \\ c_i &= (x_k - x_j) / 2\Delta \\ [U_m] &= [U_x \ U_y] \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

단 Δ 는 三角形要素의 면적이며 e_m 은 하나의 三角形要素를, C_m 은 境界上의 要素를 나타낸다.

2.2 負荷容量, 流量 및 壓力比

式(4),(5)를 式(3)에 대입하면 全節點의 壓力分布 $\{p\}$ 를 얻을 수 있으며 이때 베어링의 負荷容量 W 는

$$W = \sum W^e = \iint_{e_m} p^e \, dx \, dy \dots\dots\dots (6)$$

의 관계로 부터 구할 수 있다. 軸의 相對速度가 없을 경우 荷重方向은 偏心方向과 일치하므로 負荷容量 W 는 偏心方向油膜反力 W_r 만으로 표시될 수 있으나 相對速度를 갖는 경우 그림1에서와 같이 荷重方向 ϕ 와 偏心方向 θ 는 일치하지 않으므로 負荷容量은 W_r 과 接線方向油膜反力 W_t 의 vector합으로 다음과 같이 표시된다.

$$W = \sqrt{W_r^2 + W_t^2} \dots\dots\dots (7)$$

$$\text{단 } \theta = \tan^{-1} (W_t / W_r) \dots\dots\dots (8)$$

이때 接線方向油膜反力 W_t 는 속도에 비례하므로 속도에 관한 無次元變數 S^* 를 도입하면 式(7)은 다음과 같이 무차원화 되어 표시될 수 있다.

$$W = \sqrt{\bar{W}_r^2 + (S^* \bar{W}_t)^2} \cdot BDP_s \dots\dots\dots (9)$$

단 $S^* = \eta \omega / P_s (\frac{h_m}{D})^2$ 이며 B 는 베어링 길이, D 는 베어링 直徑, P_s 는 供給壓力, ω 는 回轉角速度, h_m 은 平均半徑Clearance를 나타낸다. 한편 베어링으로 流入되는 流量은

$$Q_{in} = \frac{k_c}{\eta} (P_s - P_r) \dots\dots\dots (10)$$

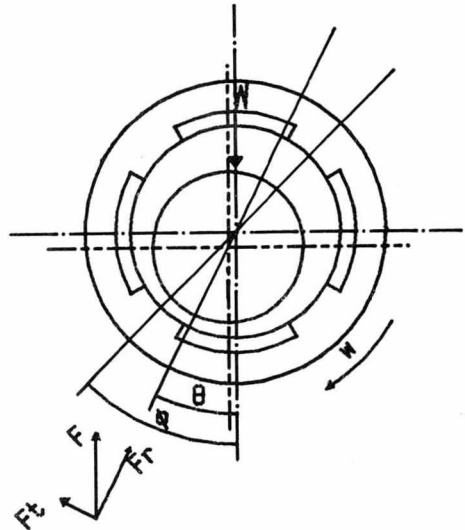
이 되며 이때 毛細管係數 $k_c = \pi d^3 / 128 \ell$, d 는 모세관직경, ℓ 는 모세관길이, P_r 은 recess壓力을 나타낸다. 베어링 流出流量은 경계조건으로 부터

$$Q_{out} = \int_{\ell} n \cdot q \, d\ell \dots\dots\dots (11)$$

이 되며 이를 무차원화하면

$$Q_{out} = \frac{\bar{B} h_m^3}{\eta} P_r,$$

$$B = -\frac{1}{12} \int h^3 (\frac{\partial P}{\partial x} dy - \frac{\partial P}{\partial y} dx) \dots\dots\dots (12)$$



〈그림1〉 정압저어널베어링에서의 하중성분

로 되고 여기서 無次元流量係數 \bar{B} 는 베어링 형상에만 의존하는 계수가 된다. 流體가 非壓縮性인 경우 $Q_{in} = Q_{out}$ 의 관계가 성립하므로 式(10)과 式(12)에 의해 recess壓力比를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$P = P_r / P_s = \frac{1}{1 + \frac{\eta_1 \bar{B} h_m^3}{\eta_2 k_c}} \dots\dots\dots (13)$$

여기서 η_1, η_2 는 供給油 및 베어링 内部의 粘性係數이다.

3. 實驗裝置 및 實驗方法

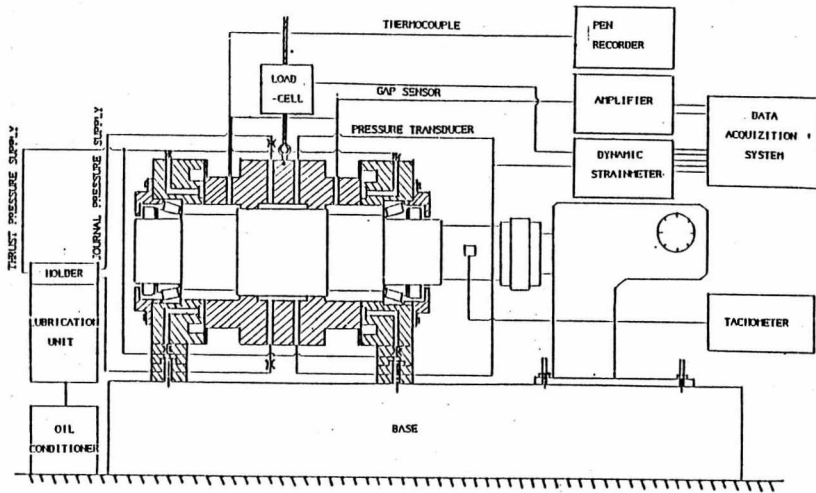
실험장치의 개요 및 데이터처리시스템은 그림2와 같다. 실험 장치 본체는 구동 motor와 함께 베이스위에 설치하였으며 회전시에도 負荷를 하기위해 베어링의 上下運動을 자유상태로 하고 軸은 테이퍼롤러베어링을 사용, 양단에서 지지하였고 축방향으로의 베어링의 흔들림은 정압 thrust베어링을 양측에 설치하여 구속하였다. 축과

구동용 무단변속motor는 플렉시블커플링을 개재시켜 직결하였으며 荷重은 실험베어링에 와이어로우프를 연결, 연직방향으로 끌어 올리는 것에 의해 가했고 이때의 하중값은 load-cell을 이용해 측정하였다. 회전수의 측정에는 tachometer를 사용하였으며 축의 편심은 실험베어링에 연장되어 가공된 슬리브에 90°각도로 2개의 渦電流式變位計를 설치하여 측정하였다. 潤滑油의 공급압력은 배관중에 부르돈管식 압력계를 설치하여 측정하였으며 recess내의 압력은 壓力變換器를 사용하여 측정하였다. 또 공급유의 온도를 일정하게 유지하기 위해 oil tank에 유온조절장치를 연결·구동하였으며 이때의 供給油溫은 毛細管과 recess사이에 thermocouple을 설치 측정하였고 排油溫度는 베어링 land직후의 슬리브에 역시 thermocouple을 설치하여 측정하였다.

ment에 의한 軸傾斜의 영향이라 추측된다.

그림4는 偏心率의 변화에 따른 各 recess壓力의 변화를 측정한 결과로써 역시 理論値와는 잘 일치함을 볼 수 있으며 직접 荷重을 받는 recess壓力 P_3 경향이 그림3의 負荷特性과 정확히 일치하고 있어 저어널베어링의 負荷特性은 직접 荷重을 지지하는 recess의 壓力特性에 의해 지배됨을 확인할 수 있다. 그림5는 荷重변화에 대한 軸心軌跡을 측정한 결과로써 낮은 偏心率에서 軸心이 수평방향으로 이동한 것은 misalignment에 의한 軸傾斜 및 加工誤差등의 複合된 拘束力이 初期偏心力으로 작용한 것임을 확인해주고 있으며 높은 偏心率에서의 급격한 변위는 油膜의 境界조건화에 의한 위상변화로 추정된다.

4.2 回轉時的 負荷特性



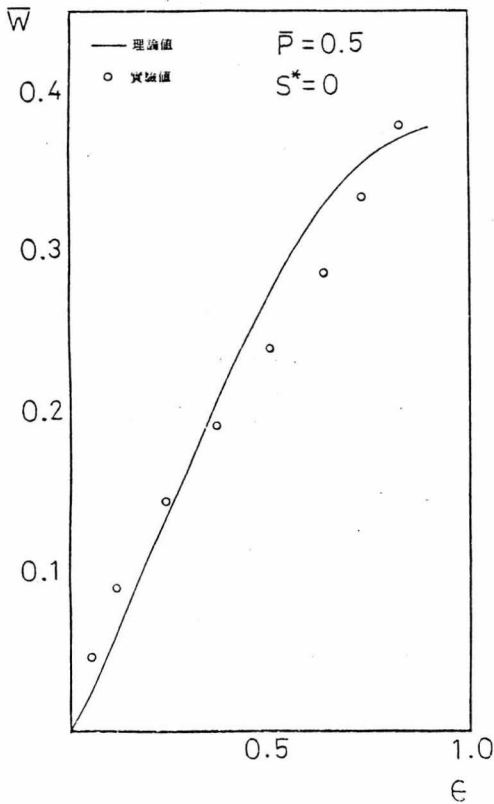
〈그림2〉 실험장치 및 측정시스템

4. 實驗結果 및 考察

4.1 無回轉時的 負荷特性

그림3은 정지시의 荷重변화에 따른 偏心率의 변화를 測定한 결과로써 理論値와는 잘 일치함을 볼 수 있으며 偏心率이 증가함에 따라 實驗値가 理論値에 비해 다소 감소되는 경향은 misalign-

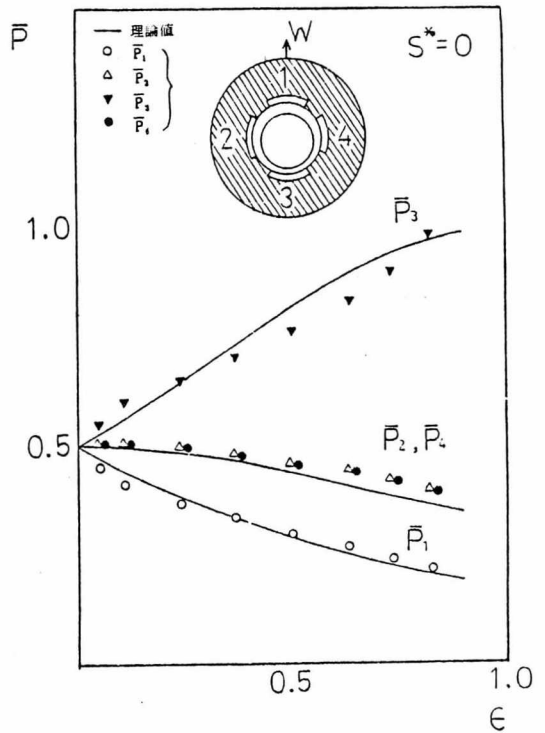
그림6은 회전시의 偏心率과 負荷容量의 관계를 측정한 결과로 偏心率이 0.2보다 큰 부분에서 편심율의 증가에 따라 理論値와의 차가 커지는 것은 偏心에 의해 摩擦力이 증가하여 온도가 상승된 때문이며 높은 速度比에서 오히려 理論値와의 차가 감소되는 경향은 軸傾斜의 영향에 대한 다른 研究報告⁶⁾와도 일치하는 것으로 misali-



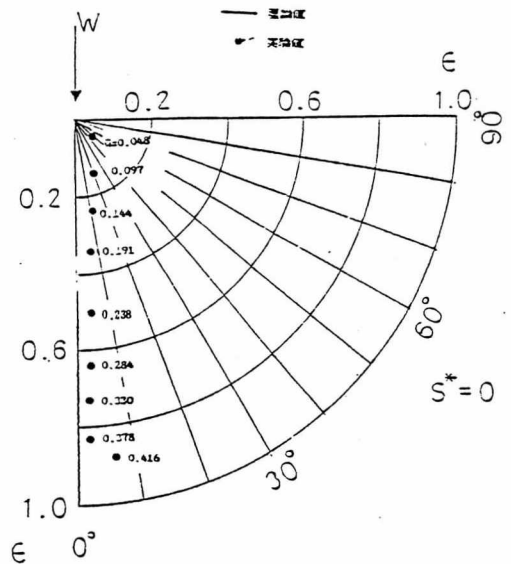
〈그림3〉 無回轉時 偏心に 의한 負荷特性

gnment의 존재를 확인할 수 있다. 그림7은 偏心に 따른 부하용량의 靜壓成分 및 動壓成分의 변화를 측정된 결과로 靜壓成分은 이론치와 잘 일치하고 있으나 動壓成分은 이론치에 비해 점차 감소하고 있어 負荷容量의 감소는 動壓效果의 저하에 의한 영향임을 확인할 수 있다. 그림8은 速度比의 변화에 따른 각 부하성분의 변화를 측정된 결과로써 역시 動壓效果가 감소가 負荷容量감소의 원인임을 확인할 수 있다. 그림9는 偏心率에 따른 軸心軌跡의 측정결과로 편심율이 증가할수록 실험치가 이론치에 비해 감소하고 있어 動壓효과를 지배하는 압력구배에 의한 動壓成分이 이론치보다 감소하여 실제 편심각이 감소하였음을 알 수 있다.

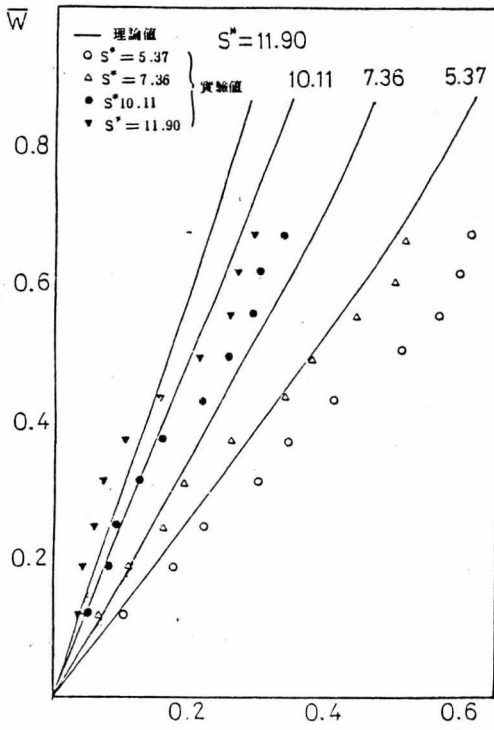
이상의 결과로부터 유한요소법에 의한 이론해석결과는 실험치와 대체로 잘 일치하고 있으며



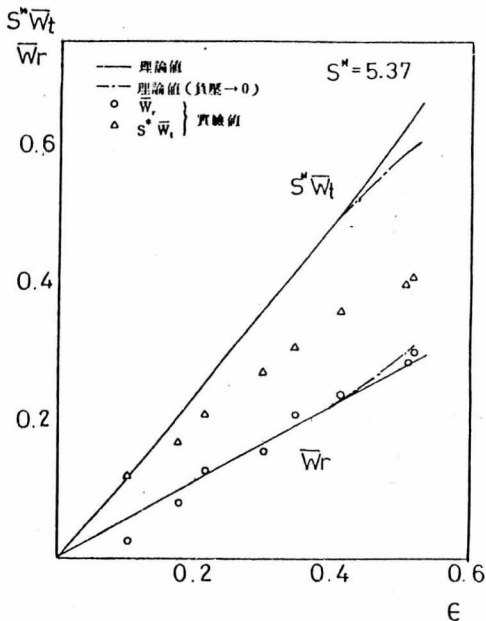
〈그림4〉 無回轉時 偏心に 의한 recess壓力比의 변화



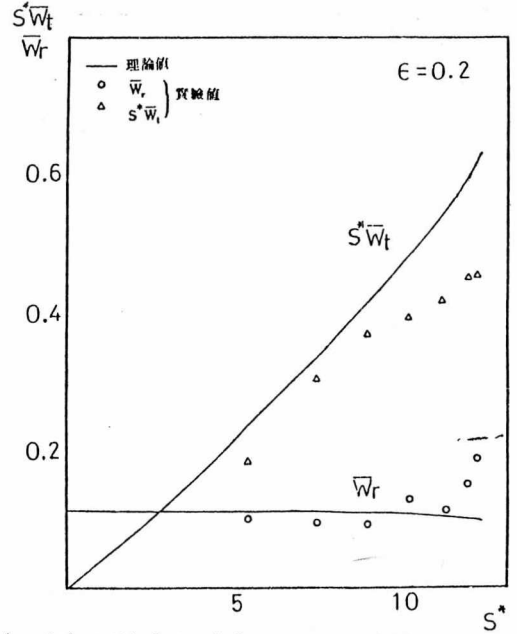
〈그림5〉 無回轉時的 偏心に 의한 軸心軌跡



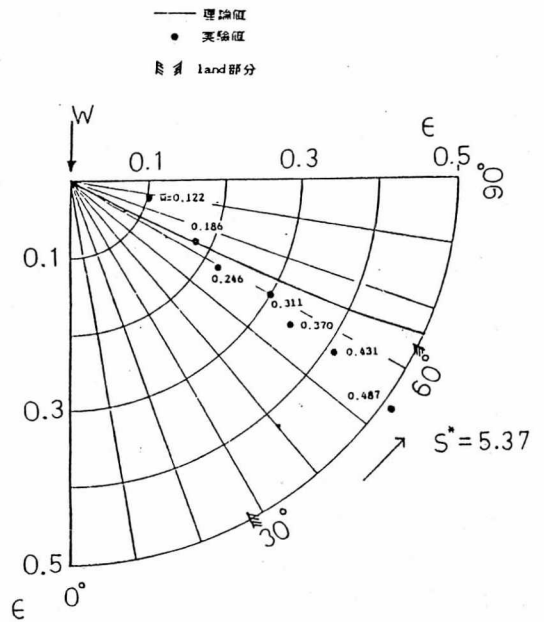
〈그림6〉 回轉時의 偏心에 의한 負荷特性



〈그림7〉 回轉時의 偏心에 따른 靜的, 動的 負荷 成分의 變化



〈그림8〉 回轉時의 速度比에 의한 靜的, 動的 負荷成分의 變化



〈그림9〉 回轉時의 偏心에 의한 軸心軌跡

회전시의 이론치와 실험치와의 차는 베어링의 온도상승에 의한 동압효과의 감소에 기인한 것으로, 회전시의 정특성에 대한 보다 정확한 예측을 위해서는 편심 및 회전수증가에 의한 온도상승의 영향을 이론적을 보완할 필요가 있다고 사료된다.

5. 結 論

毛細管 補償要素를 갖는 multi-recess形靜壓저어널 베어링의 靜特性을 有限要素法을 이용하여 해석하였으며, 이를 실험을 통하여 검증하였다. 그 결과는 비교적 잘 일치하였으며 유한요소법에 의한 이론해석은 베어링의 靜的 性能예측에 유효함을 확인할 수 있었다.

구체적 결과는 다음과 같다.

1) 無回轉時 실험결과는 일반적인 사용범위인 偏心率 $\epsilon < 0.7$ 에서 이론해석 결과와 잘 일치하였다.

2) 軸 回轉時 정압효과에 의한 負荷容量의 실험결과 이론해석결과와 잘 일치하였으며, 動壓효과에 의한 부하용량도 비교적 낮은 편심율 $\epsilon < 0.2$ 에서는 이론해석 결과와 잘 일치하였다.

3) 軸 回轉時 偏心率 $\epsilon > 0.2$ 의 범위에서는 편심율의 증가에 따라 마찰력의 증가로 인한 온도상승과 이에 따른 윤활유의 粘度 低下로 인하여 실험결과가 이론해석결과 보다 부하용량이 작아지는 경향을 나타내었다.

4) 따라서 축회전시 보다 정량적인 이론해석 결과를 얻기 위해서는 온도변화에 따른 윤활유의 점도변화가 고려된 이론해석방법이 제시될 필요가 있다. ❖

『참 고 문 헌』

1. A.K. KHER, A. COWLEY : 8th, Int. MTDR Conf. p.397
2. R.C. GHAI, D.V. SINGH, R. SINHASAN : Jr. of Lub. Tech. Trans. ASME Ser. F, Oct. 1976, p.629.
3. P.B. DAVIES : Proc. Instn Mech. Engrs Vol. 184, Pt.1.43 1969-70, p.827
4. Y.S.HO, N.N.S CHEN : Wear, 52, 1979. p.285.
5. M.M. REDDI : Jr. of Lub. Tech. Trans. ASME Ser. F, July 1969, p.524
6. 鈴木邦夫, 稻崎一郎 : 精密機械 47. 4, 1981, p.430