

저어널 베어링의 熱流體力學的 特性에 對한 研究

金 庸 變*

A Study on the Thermohydrodynamic characteristics of Journal Bearing

Kim Young-Seop

Abstract

Rupture of lubricant film, thermal characteristics, and variation of viscosity are very important factors to evaluate the performance of journal bearing.

Variation of external conditions, load or rotational speed, largely influence these factors. For example, if rotational speed increases lubricant bulk temperature increases and viscosity drops.

In this paper the effect of rotational speed variation on the characteristics of lubricant film in a journal bearing is investigated by experiment and theoretical analysis.

It has been measured number of lubricant film rupture and lubricant bulk temperature form journal bearing which have been established at the various operating speed of shaft. The range of speed variation is from 900 rpm to 2100 rpm.

Theoretical analysis has been carried out for rupture of lubricant film and thermal characteristics, and these results are compared with experimental results.

記號說明

A : 方程式(16)에서의 常數

 A_i : Airy 함수 a_n : $\lambda_n^2 Pe$

B : 方程式(18)에서의 常數

 B_i : Airy 함수

b : 저어널 베어링의 폭

 C_n : 方程式(38)과 같이 정의한 常數 C_p : 定壓比熱

c : 축과 베어링간의 간격

 D_n : 方程式(35)와 같이 정의한 常數

e : 축편심율

 $F(\theta)$: 方程式(34)로 정의되는 함수 G : 方程式(5)로 정의되는 함수

H : 無次元化한 유막두께

h : 유막두께

I : 方程式(34)와 같이 정의되는 함수

 J_1 : 一種 Bessel 함수

k : 열전도 계수

 N_u : Nusselt 數

n : 油膜 破斷 가닥 수

* 正會員, 弘益大學校, 工博

p : 압력
 P_e : Peclet 數
 R : 축의 반지름
 r : 空洞現狀 部의 曲率
 T : 無次元化한 溫度
 t : 溫度
 U, V : 無次元化한 速度
 u, v : 速度
 x, y, z : 좌표계
 α : h_c/h_∞
 β : r/h
 ϵ : 方程式(5)에서의 정의한 常數
 η : y/h 로 無次元化한 좌표계
 θ : 回轉角
 ρ : 밀도
 τ : 方程式(31)에서 정의한 함수
 ψ : 方程式(29)에서 정의한 함수
 λ : 변수분리상수
 μ : 粘性係數
 ω : 회전 각 속도

1. 序 論

潤滑의 目的은 미끄럼 運動을 하는 두개의 面을 어떤 物質로써 서로 分離시켜 마찰을 減少시키는 것이다. 鑛物性油를 潤滑材로 使用하는 流體潤滑의 경우 潤滑油는 外部 條件의 變化에 따라 두 接觸面 사이에서 매우 복잡한 形態의 反應을 나타낸다. 이러한 反應中에서 특히 저어널 베어링의 경우 油膜의 破斷, 油膜의 두께 變化, 熱的特性 및 粘性의 變化등은 베어링 性能을 左右하는 매우 重要한 要素이다.

베어링 內部에 있는 潤滑油의 壓力이 混合空氣 分離壓에 到達하면 베어링 周圍로부터 潤滑油에 混入된 空氣 또는 潤滑油의 分離로 인하여 生成된 가스가 潤滑油에서 分離됨으로서 空氣空洞現象 (air cavitation)이 發生하게 된다. 이 現象은 油膜破斷이 發生하게되는 매우 重要한 原因이 되므로 半世紀에 걸쳐 많은 學者들이 이破斷現象의 發生原因과 發生點 및 發生形態等을 밝히기 위하여 努力해 왔다.¹⁾

이 空洞現象의 發生에 對한 지금까지의 理論은 대체로 세 가지로 區分된다. 첫째 油膜中의 圓周 方向 壓力勾配가 零인 곳에서 空洞現象이 發生한다는 Swift(2)의 理論과 둘째 베어링 壁面 가까운 곳을 흐르는 潤滑油의 速度勾配가 零인 地域에서 일어나는 剝離現象 (Separation)이 空洞現象과 關聯된다는 理論과¹⁾³⁾⁴⁾⁵⁾ 마지막으로 破斷部의 形態는 손가락 모양과 같고 이때 潤滑油는 이 空洞現象 (finger cavitation)이 發生하는 領域사이로만 흐른다고 假定하는 Floberg⁶⁾ 理論이다. 이러한 理論을 바탕으로 軸偏心率의 變化에 따른 油膜內의 壓力變化를 求하거나⁴⁾⁷⁾ 潤滑油의 粘度, 表面張力, 그리고 速度變化에 依한 破斷波形數를 求하는 理論的 研究²⁰⁾와 實驗을 通하여 軸의 回轉數나 軸에 作用하는 荷重의 變化가 이 空洞現象에 미치는 影響을 可視化 裝置를 이용하여 視察하는 實驗的 研究⁷⁾⁸⁾도 活發하게 이루어지고 있다.

潤滑油의 熱的特性은 베어링 性能에 매우 큰 影響을 미친다. 그 이유는 베어링內에서 發生하였거나 주위로부터 傳達된 熱이 潤滑油의 粘性을 減少시켜 베어링에 作用하는 荷重의 容量을 떨어뜨리기 때문이다.⁹⁾ 베어링의 熱的特性에 對한 研究는 荷重이나 回轉數를 變化시켜 가면서 베어링의 溫度變化를 測定하는 實驗的 研究¹⁰⁾¹¹⁾도 있으나 베어링의 形態나 構造的인 與件上 油膜의 熱傳達現象을 直接測定하기에는 어려운 問題가 너무 많아 이러한 問題는 解析的인 方法에 依하여 많이 다루어지고 있다. 이에 관한 研究結果를 要約하면 다음과 같다.

Huebner¹²⁾는 有限要素法을 利用하여 油膜의 溫度分布를 求하였고 Rohde와 Ezzat¹³⁾는 에너지 方程式과 熱傳達 方程式을 利用하여 四角形의 平板과 平板사이에 있는 潤滑油의 溫度分布를 求했다. 또 Gorla¹⁴⁾는 Reynolds數 및 Prandtl數를 變數로 하는 에너지 方程式을 利用하여 多孔性 軸 베어링內의 潤滑油膜에 對한 溫度分布를 求하였고, Smith와 Tichy⁹⁾는 에너지 方程式을 利用한 軸偏心率 變化에 따른 油膜두께 方向의 溫度分布와 Nusselt數의 變化를 求했으며, 또 Kennedy¹⁵⁾는 미끄럼 運動을 하고 있는 固體의 表面溫度를 有限要素法을 利用하여 求했다.

以上과 같은 潤滑油에 관한 一連의 研究結果로부터 다음과 같은 問題點을 發見할 수 있다. 첫째 潤滑油膜의 破斷現象에 對한 研究는 破斷現象이 일어날 수 있는 位置, 혹은 原因 그리고 破斷의 形態를 나타내는 경계조건에 관한 것, 또는 軸偏心率 變化에 따른 베어링圓周方向의 壓力變化等이어서 軸回轉數와 같은 運轉條件의 變化에 의한 壓力의 變化나 破斷波形數 變化는 알 수 없다. 둘째, 熱의 特性에 對한 理論的 研究는 油膜이나 베어링의 溫度分布에 對한 것이 大部分인데 이 理論解析 結果를 證明하는 實驗的 研究는 아직 이루어지지 않고 있다.

本 研究는 潤滑油膜破斷, 熱의 特性에 對하여 다음과 같이 研究하였다. 첫째, 油膜破斷現象 問題에 對해서는 油膜內에서 空洞現象이 일어나는 領域에 對한 壓力分布를 나타내는 Savage³⁾의 理論을 近似解析한 Fall¹⁰⁾의 方程式으로서 回轉數變化에 따른 破斷波形數의 變化를 求하고 可視化 實驗裝置를 利用하여 測定한 結果와 比較 檢討함으로써 回轉數 變化가 破斷波形數變化에 미치는 影響에 對하여 考察하였다. 둘째, 熱의 特性에 관한 研究로는 에너지方程式으로부터 誘導된 潤滑油膜 두께方向의 溫度 變化를 나타내는 Smith와 Tichy⁹⁾의 理論을 利用하여 回轉數 變化에 따른 潤滑油 體積 平均溫度를 求한 다음 回轉數를 變化 시켜가면서 潤滑油 體積平均 溫度를 測定한 實驗 結果와 比較 檢討하였다.

2. 理論解析

2-1. 潤滑油膜의 破斷

軸이 作動中에 있을 때 軸과 베어링 사이의 潤滑油에 破斷現象이 發生하는 것은 이미 잘 알려진 事實이다. 이 破斷現象은 空洞現象(cavitation)에 의하여 주로 發生한다. 空洞現象에는 壓力이 液體의 포화증기압보다 낮을 때 發生하는 증기 空洞現象과 液體에 溶解되거나 또는 周圍에서 混入된 空氣가 液體로부터 分離됨으로써 發生하는 空氣 空洞現象이 있다. 一般의 潤滑油에 發生하는 空洞現象은 주로 空氣 空洞現象인 것으로 알려져있

다.⁷⁾ 따라서 潤滑油에 溶解된 空氣가 분리되는 空氣分離壓이 潤滑油膜 破斷現象에 관한 重要한 要素가 되며 이 空氣分離壓은 氣體溶解度, 潤滑油膜 溫度, 壓力등에 의하여 變化한다. 이처럼 油膜 破斷 發生에 관한 條件은 매우 복잡하므로 一般의 破斷 發生에 대한 理論解析에는 適切한 假定이 利用된다.

本 論文은 Savage(3)의 理論을 利用하여 回轉數 變化에 따른 油膜破斷部의 波形數 變化를 구함으로써 回轉數 變化가 油膜波斷部 波形數 變化에 미치는 影響에 대하여 살펴보기로 한다.

Fig. 1은 空洞現象이 發生하고 있는 부근을 임의의 油膜두께 h_x 로서 흐르고 있는 潤滑油의 상태를 X, Y직교좌표계로써 표시한 것이다.

여기에 領域1은 完全潤滑領域이고, 領域2는 波形空洞現象(Wavy cavitation)에서 均一空洞現象(uniform cavitation)으로 變化하고 있는 遷移 領域, 그리고 領域3은 均一흐름領域을 나타낸 것이다.

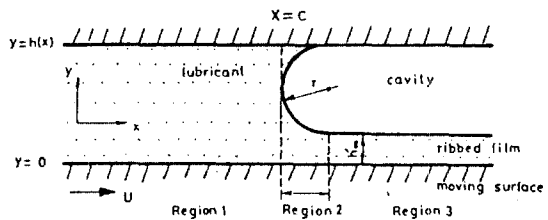


Fig. 1. Striated lubricant film rupture in early of development

均一空洞現象이 일어나고 있는 領域으로부터 상류에 있는 $x=x_c$ 에서 油膜內의 壓力分布는 다음의 Reynolds방정식으로 표시된다.

$$\frac{\partial}{\partial X} (h^3 \frac{\partial p}{\partial x}) = 6\mu\omega \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

이때 경계조건은 다음과 같다.

$$X = X_c \text{에서 } P = 0 \quad (2)$$

$$X = X_c \text{에서 } P + \frac{T}{r} = 0 \quad (3)$$

$$\left(\frac{\partial P}{\partial X}\right)_c = \frac{6\mu\omega}{h_c^2} \left(\frac{h_c - 2h_\omega}{h_c}\right) \quad (4)$$

여기서 h 는 油膜두께, μ 는 粘性係數, ω 는 軸回轉速度, T 는 表面張力, r 은 空洞現象部 尖端에서 반경을 나타낸다 Fig.1로 부터, 遷移領域 2에 대하여 波形空洞現象이 發生하는 부분에서의 압력 p' 와 均一空洞現象이 發生하는 부분에서의 압력 P 와의 관계는 다음과 같다고 假定한다.

$$P'(X, Z) = P(X) + \epsilon G(X) \text{Sin} 2\pi n z \quad (5)$$

여기서 ϵ 는 ($\epsilon \ll c$)로 표시되는 길이의 차원을 가진 매우 작은 양이며 n 은 破斷波形數이다.

문제는 $G(x)$ 와 n 을 구하는 것인데, 式(5)를 式(1)에 代入하여 $G(x)$ 에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{d^2 G}{dx^2} + \frac{3}{h} \frac{dh}{dx} \frac{dG}{dx} - 4\pi^2 n^2 G = 0 \quad (6)$$

이때 境界조건은 다음과 같다.

$$X = x_i \text{에서 } G = 0 \quad (7)$$

空洞現象이 일어나고 있는 領域에 대하여 壓力과 表面張力과는 서로 均衡을 이루고 있는 것으로 假定하고 境界조건(3)과 式(5)에 의하여 壓力과 表面張力과의 관계는 다음과 같이 표시된다.

$$P(x) + G(x) \epsilon \text{Sin} 2\pi n z = \frac{-T}{\beta h(x'_c)} + 4\pi^2 n^2 T \epsilon \text{Sin} 2\pi n z \quad (8)$$

여기서 마지막 項은 表面張力 上昇項이다. 式(8)을 x 에 대하여 미분하고, $(\frac{dp}{dx})_c$ 에 式(3)을 代入하여 ϵ 의 차원으로 정리하면 $G(x)$ 는 다음과 같다.

$$G(x) = \frac{T}{\beta h c^2} \left(\frac{dh}{dx}\right)_c - \frac{6\mu\omega}{h c^2} (1-2\alpha) + 4\pi^2 n^2 T \quad (9)$$

여기서 $X = h_\infty/h(x'_c)$, $\beta = r/h(x'_c)$ 이다.

領域2에서 波形空洞現象이 發生하는 지점을 통과하는 베어링 單位幅當 體積流量은 均一空洞現象이 일어나는 지점을 통과하는 베어링 單位幅當 體積流量과 같으므로 潤滑油 흐름의 連續性을 고려하면 다음식이 성립된다.

$$\frac{\omega h(X'_c)}{2} - \frac{h^3(x'_c)}{12\mu} \left(\frac{\partial p'}{\partial x}\right) \Big|_{x'_c - h(x'_c)}$$

$$\frac{dx'_c}{dt} = \left(\omega - \frac{dx'_c}{dt}\right) h' \infty \quad (10)$$

따라서

$$\frac{\partial p}{\partial x} \Big|_{x'_c} = \frac{6\mu\omega}{h^2(x'_c)} (1-2\alpha) - \frac{12\mu}{h^2(x'_c)} (1-\alpha) \frac{dx'_c}{dt} \quad (11)$$

式(11)에 式(4)(5)를 代入하면 정리하여 다음과 같다.

$$\left(\frac{d^2 p}{dx^2}\right)_c + \left(\frac{dG}{dx}\right)_c = -12\mu\omega \frac{(1-2\alpha)}{h c^3} - \left(\frac{dh}{dx}\right)_c - 12\mu s \frac{(1-\alpha)}{h^2 c} \quad (12)$$

여기서 $(\frac{d^2 p}{dx^2})_c$ 는 式(1)의 Reynolds方程式과 境界條件(4)로부터 다음과 같다.

$$\left(\frac{d^2 p}{dx^2}\right)_c = \frac{12\mu\omega}{h^2 c} \left(\frac{dh}{dx}\right)_c (1-3\alpha) \quad (13)$$

따라서 $(-\frac{dG}{dx})_c$ 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \left(\frac{dG}{dx}\right)_c &= \frac{12\mu\omega\alpha}{h^3 c} \left(\frac{dh}{dx}\right)_c \\ &= 12\mu s \frac{(1-\alpha)}{h c^2} \end{aligned} \quad (14)$$

Fall¹⁶⁾은 이상의 Savage³⁾理論을 이용하여 破斷波形數 n 을 다음과 같이 구했다.

먼저 $G(x)$ 에 대한 解를 다음의 形態로 假定한다.

$$G(x) = A(x) \cdot \exp(2\pi n x) \quad (15)$$

입구, 즉 $(X \rightarrow -\infty)$ 에서 $G(x) = 0$ 라고 假定하면 式(6)은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{d^2 A}{dx^2} + 4\pi n \frac{dA}{dx} + \frac{3}{h} \frac{dh}{dx} A \\ \left(-\frac{dA}{dx} + 2\pi n A\right) = 0 \end{aligned} \quad (16)$$

式(16)은 다음과 같은 近似式으로 표시된다.

$$\frac{dA}{dx} + \frac{3}{2h} \frac{dh}{dx} A = 0 \quad (17)$$

式(17)의 解는 $A(x) = B h^{-3/2}$ 이므로 $G(x)$ 는 다음과 같다.

$$G(x) = Bh^{-3/2} \exp(2\pi nx) \quad (18)$$

여기서 상수 B는 式(8)의 條件으로부터 정의된다.

破斷波形數 n와 安全係數 S의 관계는 式(14)로부터 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & -12\mu \left[\frac{\omega\alpha}{hc} \left(\frac{dh}{dx} \right)_c + S(1-\alpha) \right] \\ & = 2\pi n T \left[\frac{1}{\beta} \left(\frac{dh}{dx} \right)_c \right. \\ & \left. - 6\mu \frac{\omega}{T} (1-2\alpha) + (2\pi nhc)^2 \right] \quad (19) \end{aligned}$$

式(19)로부터 n이 最大值를 求하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} n(S_{max}) &= (2\sqrt{3}\pi hc)^{-1} \\ & \left[6 \left(\frac{\mu\omega}{T} \right) (1-2\alpha) - \frac{1}{\beta} \left(\frac{dh}{dx} \right)_c \right]^{1/2} \quad (20) \end{aligned}$$

式(20)으로부터 回轉數 變化에 따른 破斷波形數를 구할 수 있다. 이때 粘性和 表面張力을 일정한 것으로 假定하면 回轉數가 變化할때 軸의 回轉速度 ω 變하므로 Coyne와 Elrod¹⁶⁾의 圖表로부터 $\left(\frac{\mu\omega}{T}\right)$ 에 對한 $\alpha \cdot \beta$ 의 값을 구하여 代入하면 回轉速度 變化에 따른 베어링 單位荷當 n의 變化를 알 수 있다.

2-2. 潤滑油의 熱的特性

저어널 베어링의 성능은 潤滑油 粘性係數의 크기에 따라 크게 左右되는데 粘性係數는 溫度의 함수이다. 따라서 軸과 베어링 사이의 大류 熱傳達係數값과 潤滑油의 溫度 分布는 저어널 베어링의 性能 研究에서 대단히 重要하다.

本 研究에서는 軸과 베어링 사이의 潤滑油에 對한 에너지 方程式을 풀어서 潤滑油의 熱的特性을 살펴보기로 한다.

저어널 베어링 内部의 潤滑油에 對한 에너지 方程式은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\rho C_p \left(\frac{u}{R} \frac{\partial t}{\partial \theta} + v \frac{\partial t}{\partial y} \right) = k \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (21)$$

여기서, ρ 는 潤滑油의 密度, C_p 는 潤滑油의 定壓比熱, u, v 는 圓周方向 및 油膜 두께 方向의 速度成分, t 는 溫度, k 는 潤滑油의 熱傳導係數, R 은 軸의 半徑 그리고 μ 는 粘性係數를 나타낸다.

式(21)을 無次元化하기 위하여 速度, 溫度, 油膜 두께 등을 다음과 같이 置換하였다.

$$\begin{aligned} U &= \frac{u}{\omega R}, \quad V = \frac{v}{\omega R} \left(\frac{R}{C} \right), \quad M = \frac{\mu}{\mu_0}, \\ T &= \rho C_p \frac{t-t_0}{\mu_0 \omega} \left(\frac{C}{R} \right)^2 \\ Pe &= \frac{\rho C_p \omega C^2}{k}, \quad \eta = \frac{y}{h(\theta)}, \\ H &= \frac{h}{c} = 1 + e \cos \theta \quad (22) \end{aligned}$$

여기서 C는 軸과 베어링 間의 間격, ω 는 軸의 回轉速度, e 는 軸 偏心率, h 는 油膜두께, μ 는 粘性係數, μ_0 는 初期粘性係數, 그리고 Pe는 修正된 Peclet數이다.

式(21)과 같이 나타낸 에너지 方程式안에 속도 v 와 u 가 있기 때문에 에너지 方程式은 運動量 方程式과 연립으로 풀어야 하겠지만 여기에서는 Macallion²⁰⁾에 依하여 이미 求하여 놓은 다음과 같은 速度分布를 利用하였다.

$$U = 1 - \eta \quad (23)$$

式(21)에서 油膜두께 方向 速度分布 v 는 u 에 비하여 매우 작으므로 無視하고, 粘性은 初期 狀態 粘性 μ_0 로 一定하다고 假定하고 式(22), (23)을 代入하여 整理한 結果는 다음과 같다.

$$(1 + e \cdot \cos \theta)^2 (1 - \eta) \frac{\partial T}{\partial \theta} = \frac{1}{Pe} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial \eta^2} + 1 \quad (24)$$

式(24)의 解를 求하기 위한 無次元 境界條件은 다음과 같다.

단, 베어링은 等溫狀態라고 假定하였다.

$$\left. \begin{aligned} T(\theta, 0) &= T_0 \\ T(\theta, 1) &= T_1 \\ T(\theta, \eta) &= T_i \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

式(24)에 對한 解를 求함에 있어서, 問題를 單純化하기 위하여 저어널 베어링內의 油膜 形成 狀

態는 軸 둘레 全體를 通하여 完全油膜 狀態이고 周圍壓力과 潤滑油 供給壓力은 恒常 一定하다고 假定하였으며 式(24)가 非齊次 微分 方程式이므로 $T(\theta \cdot \eta)$ 는 다음과 같이 두개의 解로 나누어 풀었다.

$$T = \tau(\theta \cdot \eta) + \Psi(\eta) \quad (26)$$

따라서

$$\frac{1}{Pe} \cdot \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \eta^2} + 1 = 0 \quad (27)$$

이다.

베어링의 溫度分布는 等溫狀態라고 假定하였으므로 境界條件은 다음과 같다.

$$\Psi(0) = T_0, \quad \Psi(1) = T_{1x} \quad (28)$$

따라서 式(35)에 對한 解는 다음과 같다.

$$\Psi(\eta) = Pe \cdot \frac{\eta}{2}(1-\eta) + (T_1 - T_0)\eta + T_0 \quad (29)$$

또 $\tau(\theta, \eta)$ 를 同次形으로 變換시키면 다음과 같다.

$$(1 + e \cos \theta)^2 (1 - \eta) \frac{\partial \tau}{\partial \theta} = \frac{1}{Pe} \frac{\partial^2 \tau}{\partial \eta^2} \quad (30)$$

베어링을 等溫狀態라고 假定하였으므로 境界條件은 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} \tau(\theta, 0) &= 0 \\ \tau(\theta, 1) &= 0 \\ \tau(0, \eta) &= T_i - x(\eta) \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

式(30)에 對하여 다음 式을 利用하여 變數分離한다.

$$\tau = X(\theta) Y(\eta) \quad (32)$$

따라서

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 Y}{\partial \eta^2} + Pe(1-\eta)\lambda^2 Y &= 0 \\ \frac{\partial X}{\partial \theta} + \lambda^2 \frac{X}{(1+e \cos \theta)^2} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

여기서 λ 는 變數分離 常數이다.

式(33)에 對한 解는 다음과 같다.¹⁷⁾

$$Y_n = A_i[-a_n^{1/3}(1-\eta)] + D_n B_i[-a_n^{1/3}(1-\eta)]$$

$$X_n = C_n \exp(-\lambda_n^2 F(\theta)) a_n = \lambda_n^2 Pe$$

$$F(\theta) = \frac{1}{(1-e^2)}$$

$$\left\{ \frac{e \sin \theta}{(1+e \cos \theta)} \right.$$

$$\left. + \frac{1}{(1-e^2)^{1/2}} I \right\}$$

$$I = \cos^{-1} \left(\frac{e + \cos \theta}{1 + \cos \theta} \right)$$

$$; 0 \leq \theta \leq \pi$$

$$I = 2\pi - \cos^{-1} \left(\frac{e + \cos \theta}{1 + e \cos \theta} \right); \pi < \theta \leq 2\pi \quad (34)$$

여기서 A_i, B_i 는 Airy의 함수이다.

式(33)에서 X 에 對한 解는 積分에 依하여 바로 求할 수 있는데 이때 境界條件은 式(31) 둘째 條件에 따라서 다음과 같다.

$$D_n = -\frac{A_i(0)}{B_i(0)} \quad (35)$$

Y 에 對한 解는 다음과 같은 Bessel함수의 항으로 된다.

$$Y_n = \sqrt{1-\eta}^{1/3} \left[\frac{2}{3} a_n^{1/2} (1-\eta)^{3/2} \right] \quad (36)$$

따라서 最終解는 다음과 같다.

$$\tau = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \exp\{-\lambda_n^2 F(\theta)\} Y_n(\eta) \quad (37)$$

여기서

$$C_n = \frac{\int_0^1 (1-\eta) \tau(0, \eta) Y_n(\eta) d\eta}{\int_0^1 (1-\eta) Y_n^2(\eta) d\eta} \quad (38)$$

式(26)에 式(29)와 式(37)를 代入하면 潤滑油 膜의 無次元 溫度 T 에 對한 最終解는 다음과 같다.

$$T = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \exp\{-\lambda_n^2 F(\theta)\} Y_n(\eta) + \left\{ \frac{Pe}{2} \eta(1-\eta) + (T_1 - T_0)\eta + T_0 \right\} \quad (39)$$

여기서 右邊 첫째 項은 베어링 圓周方向 角度 θ

및 潤滑油膜두께 方向 좌표 η 에 依한 溫度를 나타내는 項인데 計算을 하여본 結果 右변의 첫째項은 둘째項에 比하여 10^{-4} 내지 10^{-8} 으로 매우 작은 값이므로 右변 첫째 項을 無視할 수 있으며 潤滑油膜 溫度는 式(29)로 부터 다음과 같은 潤滑油 體積平均 溫度로 表示된다.

$$T_b = \frac{\int_0^1 (1-\eta) T d\eta}{\int_0^1 (1-\eta) d\eta} = 2 \int_0^1 (1-\eta) T d\eta \quad (40)$$

式(40)에서 溫度 T에 式(29)을 代入하면 潤滑油 體積 溫度는 다음과 같다.

$$T_b = \frac{Pe}{12} = \left(\frac{2T_0 + T_1}{3} \right) \quad (41)$$

式(41)은 無次元 潤滑油 體積 溫度이므로 이것을 一般 溫度로 환원 시키기 위하여 式(41)에 式(22)을 代入하면 다음과 같다.

$$t_b = t_0 + \frac{t_1 - t_0}{3} + \frac{\mu_0 \omega^2 R^2}{12k} \quad (42)$$

이 式을 測定値와 比較하기 爲하여 潤滑油의 體積 平均 溫度에서 潤滑油의 初期 溫度를 빼준 溫度 增加에 對한 式으로 바꾸어 써주면 아래와 같다.

$$\Delta t = t_b - t_i = t_0 + \frac{t_1 - t_0}{3} + \frac{\mu_0 \omega^2 R^2}{12k} - t_i \quad (43)$$

여기서 t_b 는 平均 體積 溫度, t_0 는 베어링 表面 溫度, t_1 은 軸 表面 溫度, μ_0 는 潤滑油 粘性, R은 軸의 半徑, k는 潤滑油 熱傳達 係數, 그리고 t_i 는 潤滑油 初期 溫度이다.

3. 實 驗

3-1. 實驗裝置

實驗에 使用한 裝置의 개략적인 모양을 Fig. 2의 사진으로 나타내었고 그 主要諸元을 Table 1에 표시하였다.

Table 1. Specifications of the experimental apparatus

Item	specification	
shaft	D×L	40×800mm
bearing	D×B	40, 15×100mm
motor	power/rpm ; phase	1p·s/1720, single

實驗用軸은 單相交流 電動機에 의하여 구동되며 電動機와 軸사이 無段變速機를 設置하여 回轉數를 調整할 수 있도록 하였다.

축구동시에 發生하는 振動을 줄이기 위하여 電動機, 變速機 그리고 軸 部分을 各各 分離 設置하였는데, 이때 防振材로는 나무板과 고무板을 利用했으며 動力傳達 裝置로는 V벨트를 使用하였다.

實驗用軸은 左側端을 벨트 풀리를 사이에 두고 2個의 보울 베어링으로 固定하고, 中央에 實驗用 저어널 베어링을 設置하였으며 右側端을 다시 보울 베어링으로 固定하였다.

實驗用 저어널 베어링은 아크릴과 청동제로서 同一한 크기로서 2個를 製作했는데 軸 가운데 部分에 特別한 固定 裝置를 얹고 자유스럽게 設置하였으나 荷重이 걸린 와이어와의 연결에 의하여 固定된 것과 같은 상태로 유지된다.

아크릴 베어링은 油膜中에 發生하는 空洞現象과 潤滑油 흐름을 觀察할 수 있도록 매우 透明하게 가공되었고, 청동 베어링은 직경 0.3mm 熱電對를 45 간격으로 베어링 안쪽 벽면에서 1mm깊이에 삽입하여 베어링의 溫度를 測定할 수 있도록 하였다.

軸과 베어링 사이의 간격은 一般的으로 軸半徑의 1/500~1/1000 程度인데, 本 實驗에 使用한 軸의 半徑은 20mm이므로 그 간격은 20~40 μ m가 적당하다.

그러나 加工過程에서 精密度 유지상의 難點과 實驗時의 편의를 위하여 軸과 베어링과의 간격은 一般的인 실제 경우보다 큰 75 μ m로 하였다.

潤滑油는 地上으로부터 2m높이에 設置한 탱크로부터 비닐 호스관을 통하여 베어링에 공급되는데, 베어링의 注油口는 軸직상방에서 回轉方向으로 45°의 位置에 있으며 이때 탱크속에 들어있는 潤滑油양이 恒常 一定하게 유지되도록 수시로 補充하였다.

實驗에 使用한 潤滑油는 SAE No. 30인 엔진用이다.

荷重은 實驗用 베어링의 兩端에 폭 15mm바깥지름 125mm의 鋼材 고리를 억지 끼워 마춤으로 設置하고 이곳에 구멍을 뚫어 지지름 2mm의 와이어를 連結하여 이 와이어가 연직상방에 있는 지지대를 通하여 荷重用 추와 連結되도록 하여 靜的으로 作用시켰다.

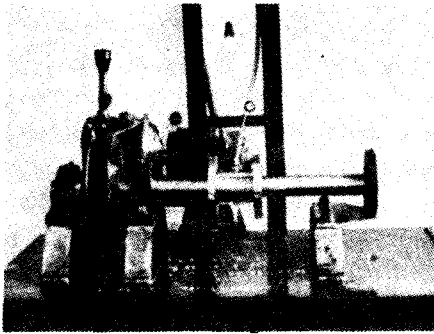


Fig. 2. Photograph of experimental equipment

3-2. 實驗 方法

1 PS 單相交流 電動機에 의하여 軸을 驅動하고 無段變速機를 利用하여 900~2100rpm의 範圍에서 回轉數를 變경시켜 가면서 베어링의 溫度變化, 軸心의 移動, 배출되는 潤滑油의 溫度등을 測定하고, 아크릴 베어링을 利用하여 空洞現象과 潤滑油의 흐름을 觀察하였다.

이때 回轉數 測定에는 기계식 回轉計를 利用하였고 베어링의 溫度變化는 베어링 內部에 設置한 직경 0.3mm의 熱電對를 100V 交流電原으로 作動하는 디지털 溫度計로써 測定하였다.

4. 結果 및 考察

4-1. 潤滑油膜의 破端

Fig. 3은 軸의 回轉數 變化에 따른 베어링 單位 幅當 波形數 n을 나타낸 것이다.

실선으로 表示된 理論解析 結果는 式(20)으로부터 求한 것인데, α, β 의 값은 Coyne과 Elrod⁽¹⁶⁾의 圖表를 利用하였고, $\frac{dh}{dx} = 0.0684$ 로써 實驗에 使用

한 裝置의 실제 치수로부터 求한 값이다. 또, 도표에서 $N = (3\mu\omega/T)^{1/3}$ 이다.

Fig.3을 살펴보면 軸回轉數가 增加할수록 油膜 破斷部 파형수가 增加함을 알 수 있는데, 이러한 결과는 Fall⁽¹⁶⁾의 研究結果와도 잘 일치하였다. 理論解析 結果와 實驗結果를 비교하여 보면 回轉數가 1100rpm이상인 경우에는 實驗值가 理論解析 結果值보다 더 크게 나타나고 있음을 알 수 있는데, 이것은 table 2에 나타난 것처럼 回轉數 증가에 따른 油膜 破斷部 파형수 n의 증가율이 實驗의 경우가 理論解析의 경우보다 더 크고, 軸回轉數의 증가에 따른 진동의 증가로 유막의 安定性이 나빠졌기 때문이다.

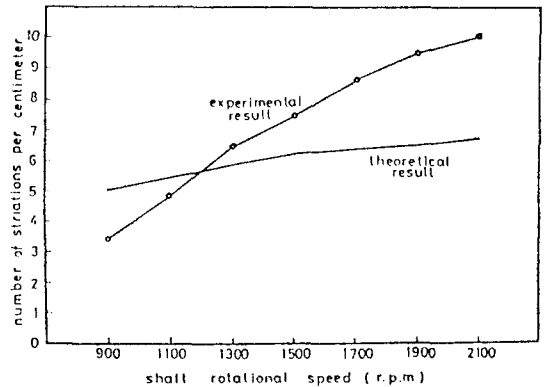


Fig. 3. Number of striations for various values of shaft rotational speed

Table 2 Increasing rates of number of striations

회전수 변화범위	900~1100 rpm	1100~1300 rpm	1300~1500 rpm	1500~1700 rpm	1700~1900 rpm	1900~2100 rpm
이론해석	8%	7.7%	6.6%	2.4%	1.7%	3.7%
실험	31.6%	28.4%	15.6%	15.4%	9.9%	6.1%

以上の 考察 結果로부터 軸回轉數가 增加함에 따라서 油膜 破斷部 波形數는 增加하고 그 增加率은 점점 減少함을 알 수 있다.

透明 아크릴 저어널 베어링을 通하여 潤滑油 흐름을 觀察한 結果 油膜 破斷 現象 外에 다음과 같은 現象이 나타남을 알 수 있다.

潤滑油 供給用 호스에 連結된 밸브를 열고 軸을 구동시킨 直後 밸브가 附着된 附近에서面

積 4~5cm 정도의 이그리진 橢圓 모양의 油膜 破斷部가 매우 불완전하게 나타났다가 이러한 現象이 없어지면서 圓周方向으로 一定한 波形數를 유지하는 空洞現象이 發生하였다. 空洞現象이 發生하는 도중 軸과 베어링과의 間隔이 큰 위쪽 部分에서 空氣가 流入되어 發生된 것으로 보이는 기포가 低回轉數에서는 뚜렷이 發見되었으나 高回轉數에서는 肉眼으로 判別하지는 못했다. 軸 稼動初期에 多小의 진동현상이 나타났는데 空洞現象이 점점 正常的인 狀態로 變해가면서 振動은 없어졌는데 流量이 적을 수록 振動은 심하게 나타났다.

또 空洞現象이 發生하는 下流部分에서 潤滑油가 매우 느린 週期로 軸 方向으로 흐르는 것

이 發見되었는데 이러한 現象은 Etstion과 Ludwig⁸⁾의 實驗에서도 나타났는데, Savage¹⁹⁾에 의하면 이것은 空洞現象의 불완전성때문에 發生한 것으로 알려졌다.

特異한 事實은 베어링 中央部에서 軸 回轉方向과 逆方向의 潤滑油 흐름이 發見되었는데 이러한 現象은 森美郎⁵⁾ 등의 研究에 의하면 베어링 兩端으로부터 流入된 空氣에 의한 기포의 影響때문인 것으로 알려졌다.

Fig. 4는 油膜破斷部를 사진으로 나타낸 것인데 900rpm에서는 波形數가 작고 그 길기도 크게 나타났지만 回轉數가 增加하면서 波形은 점점 가늘어져서 사진에 잘 나타나지 않거나 혹은 여러가닥의 한 곳에 모여 짧게 나타났던

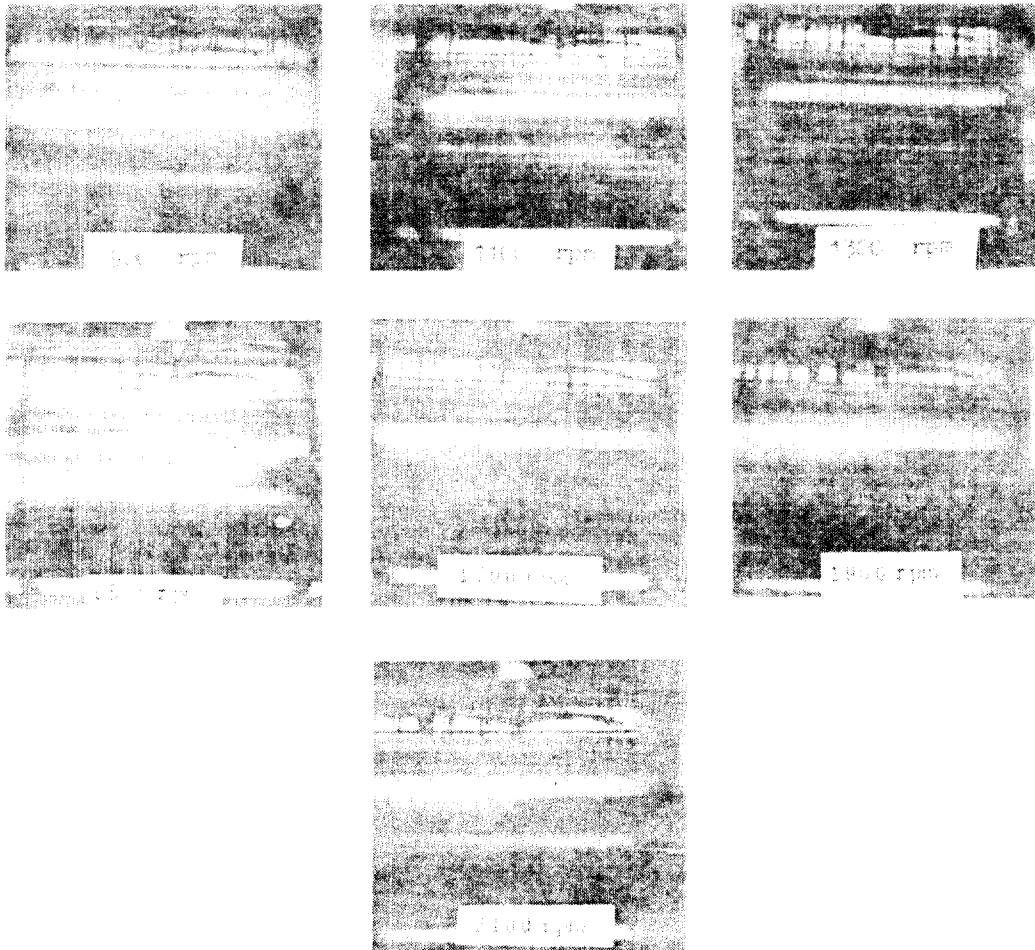


Fig. 4. Photograph of lubricant film-rupture
(67)

서 그 수가 점점 증가함을 알 수 있다. 이상의 考察을 통하여 Savage³⁾ 이론에 대한 Fall⁶⁾의 破斷波形數를 구하는 近似解는 실험결과와 비슷한 傾向을 나타내고 있음을 알 수 있다. 이상의 理論解析 및 實驗結果에 對한 考察結果, 潤滑波膜 破斷波形數 n , 粘性係數 μ , 및 軸表面速度 ω 사이의 關係를 다음과 같은 近似式으로 나타낼 수 있다.

$$n = 0.00095 \left(\mu \cdot \omega - 4.05 \left(\frac{dh}{dx} \right)^{1/2} \cdot h^{-1} \right)$$

4-2. 潤滑油의 熱的 特性

Fig. 5, 6은 回轉數 變化에 따른 潤滑油의 體積 平均 溫度 變化를 나타낸 것이다. 實線으로 表示된 것은 式(43)으로부터 求한 軸回轉數 增加에 따라 潤滑油 體積 平均 溫度에서 初期 溫度를 뺀 값을 나타낸 것이다. 回轉數가 增加할 수록 溫度는 增加하며 그 增加量은 1,700

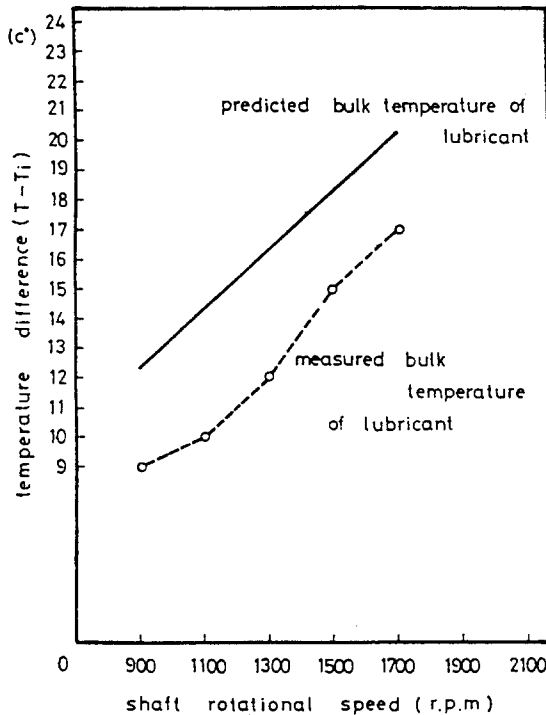


Fig. 5. Comparison between measured and predicted bulk temperatures of lubricant for various rotational speed when $t_1 = t_2 = 2^\circ\text{C}$

rpm까지는 2°C 이고 1,900rpm 以上에서는 1°C 씩 增加함을 알 수 있다. 點線으로 表示한 것은 潤滑油 體積 平均 溫度를 測定한 것인데 이것을 살펴보면 回轉數가 增加할수록 潤滑油 體積 溫度는 역시 增加함을 알 수 있는데, 理論解析 結果值보다 實驗結果值가 다소 낮은 온도로 나타나고 있는데, 그 상세한 값은 table 3과 같다.

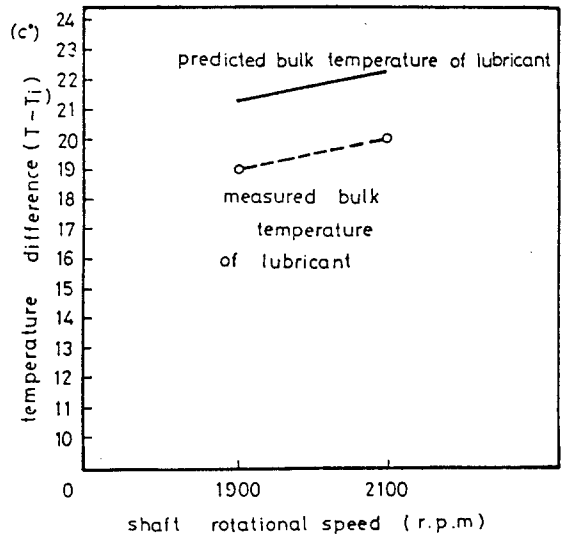


Fig. 6. Comparison between measured and predicted bulk temperatures of lubricant for various rotational speed when $t_1 = t_2 = 1^\circ\text{C}$

Table 3. Temperature difference between experimental and theoretical results.

회전수 (rpm)	900	1100	1300	1500	1700	1900	2100
온도차 (°C)	3	1	1	3	3	2	2

潤滑油 體積 平均 溫度에 對한 理論 解析值가 實驗值보다 높은 것은 理論 解析의 경우 베어링 內에서 潤滑油가 순환할 때 새로 供給되는 낮은 溫度의 潤滑油에 依하여 베어링 內部的 潤滑油가 냉각되는 것을 고려하지 않았고 實驗의 경우에는 軸封 장치가 없는 베어링이므로 베어링과 베어링內部的 潤滑油는 外部에서 供給되는 潤滑油에 依하여 冷却이 되기 때

문이다. 또 理論解析에서는 潤滑油의 粘性은 一定하다고 假定하여 計算했으나 실제의 潤滑油 溫度가 上昇하면 粘性은 떨어져서 이러한 理論解析과 實驗值 사이의 溫度 差가 생길 것으로 볼 수 있다.

따라서 潤滑油 體積 平均 溫度에 對한 理論解析值와 實驗值의 差는 2°C에서 4°C의 差異가 있으나 外部에서 供給되는 潤滑油에 依한 冷却의 影響을 고려하면 이 差는 줄어들 것으로 判斷되고, 回轉數 變化에 따른 體積 平均 溫度 增加에 對한 實驗結果와 理論解析 結果는 거의 一致한다고 볼 수 있다.

5. 結 論

回轉數變化가 저어널 베어링 内部 潤滑油膜의 破斷과 潤滑油 온도 변화에 미치는 影響에 對하여 實驗 및 理論 解析을 통한 研究 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

1. 潤滑油膜 破斷 波形數 n , 粘性 係數 μ , 그리고 軸의 回轉速度 ω 의 關係는 다음의 近似式으로 表示된다.

$$n = 0.00095 \mu \omega + 4.05 \left(\frac{dh}{dx} \right)^{1/2} \cdot h^{-1}$$

2. 回轉數 增加에 따른 저어널 베어링 内部 潤滑油 體積 平均溫度 增加에 對한 實驗 結果를 Smith와 Tichy의 理論 解析值와 比較하여 본 結果 그 絕對置에는 2°C~4°C의 差가 있으나 回轉數 增加로 인한 溫度 增加의 경향은 잘 一致하였다.

Reference

- 1) M.D. Savage; Cavitation in lubrication. part I on Boundary conditions and cavity fluid interface, J. Fluid Mech. Vol. 80, part 4, 1977, pp. 743-755.
- 2) H.W. Swift; The stability of lubricating films in Journal bearings, J. Inst. civ. Engrs. 233, 1931, pp. 267.
- 3) M.D. Savage; Cavitation in lubrication part, Analysis of wavy interfaces, J. fluid Mech. Vol. 80, part 4, 1977, pp. 757~767.
- 4) 森美郎, 矢部寛, 外2人; Journal 軸受에 의한 油膜 不連續의 研究; 第1報 軸受特性과 油膜破斷, 日本機械學會 論文集, 33卷 248號, 1967, pp. 658-666.
- 5) 森美郎, 矢部寛, 外2人; Journal 軸受에 의한 油膜 不連續의 研究 第2報, 日本機械學會 論文集 35卷 272號, 1969, pp. 899-905.
- 6) L. Floberg; On Hydrodynamic lubrication with special reference to sub-cavity pressure and number of streamers in cavitation regions, Acta polytechnica Scandinaviaca mechanical Engineering series No. 19, 1965.
- 7) 山本善之, 大平英臣, 森下信; Journal 軸受內 油膜의 動特性, 日本造船學會論文集, 151號, 1979年 5月, pp. 292-299.
- 8) I. Etstion and LL. Ludwig; Observation of pressure variation in the cavitation region of submerged journal bearing, Transactions of the ASME, J. Lubrication Technology, Vol. 104, April, 1982, pp. 157-163.
- 9) R.N. Smith, and J.A. Tichy; An analytical solution for the thermal characteristic of journal Bearings, Transactions of the ASME, J. Lubrication Technology, Vol. 103, July 1981, pp. 443-452.
- 10) P.D. Choudhury and, E.W. Barth; A Comparison fo film temperature and oil discharge temperature for a tilting-pad journal bearing, Transactions of the ASME, J. Lubrication Technology Vol. 103, January, 1981, pp. 115-119.
- 11) A. Seireg, and E. Hsue; An Experimental investigation of the effect of lubricant properties on temperature and wear in Sliding concentrated contacts, Transactions of the ASME, J.N.Y.

- Lubrication Technology, Vol. 103, April, 1981, pp. 261-265.
- 12) K.H. Huebner; Application of finite element methods to thermohydrodynamic lubrication, Internal Journal for Numerical Methods In Engineering, Vol. 8, 1974, pp. 139-164.
- 13) S.M. Rohde, and H.I. Ezzat; A study of thermohydrodynamic squeeze films, transactions of the ASME, J. Lubrication Technology April, 1974, pp. 198-205.
- 14) R.S.R. Gorla; Heat transfer characteristics of porous thrust bearing, Transactions of the ASME, J. Lubrication Technology, Vol. 101, October 1979, pp. 531-536.
- 15) F.E. Kennedy; Surface temperatures in sliding systems-A finite element analysis, Transactions of the ASME, J. Lubrication Technology, Vol. 103, January, 1981, pp. 90-96.
- 16) C. Fall; A theoretical method of striated film-rupture, Transactions of the ASME, J. Lubrication Technology, Vol. 104, April, 1982, pp. 164-167.
- 17) M. Abramowitz and I.A. Stegun; Handbook of mathematical functions, Dover publications, Inc. New York, 1970.
- 18) J.C. Coyne and H.G. Elrod; Conditions for the rupture of a lubricating film - part II, New boundary conditions for Reynolds equation, Transactions of the ASME, J. Lubrication Technology, January, 1971, pp. 156-167.
- 19) M.D. Savage; Cavity instability cavitation and related phenomena in lubrication, Proc. of the 1st Leeds-Lyon symposium on Tribology, 1974, pp. 53-54.
- 20) H. McCallion, Yosail and T. Lloyd; The analysis of thermal effect in a full journal bearings, Transactions of the ASME, J. Lubrication Technology, Vol. 92, 1970, pp. 578-587.