微極性流體對複合滑塊軸承之性能分析

江新祿*　周祖亮

南亞技術學院機械工程系

摘要

分析軸承性能，通常依軸承外型，分別以不同的油膜厚度函數 $h(x,t)$定義之。油膜厚度 $h(x,t)$包含三個參數 a、b 及α，只要適當設定此參數，即可求得不同外型軸承的油膜厚度函數。將整合後之油膜厚度函數代入修正後廣義雷諾方程式，即可求得不同軸承外型之軸承性能。本研究以非牛頓微極性流體為潤滑液，分析並比較傾斜面、拋物線面、傾斜-平面和拋物線-平面等四種軸承外型之軸承性能。分析結果顯示，拋物線面軸承具有最佳之液動油膜負載 F^*、剛性係數S_d^*及阻尼係數D_d^*。

關鍵字：軸承性能、極性流體、剛性係數

*E-mail: **rotex@nanya.edu.tw**　Fax: 03-4384670　Tel: 03-4361070 ext. 6207

PERFORMANCE ANALYSIS OF MICRO POLAR FLUIDS TO THE COMPOSITE SLIDER BEARING

Shiu-Lu Chiang*, Chu-Liang Chou

Department of Mechanical Engineering, Nanya Institute of Technology
Jhongli, Taiwan

Abstract

To analyze the bearing performance, in general, the functions $h(x,t)$ of film thickness are defined based on the bearing profiles. Parameters of film thickness $h(x,t)$ include a, b and α, and selecting these three parameters properly can we decide the functions describing the film thickness of different profiles of sliding bearings. When the functions of film thickness are integrated and substituted into the modified generalized Reynolds equation, we can obtain the performance analysis of sliding bearing with different profiles. In this study, non-Newtonian micropolar fluid is used as lubricant, and sliding bearing with inclined plane, parabolic-shaped, tapered-land and parabola-plane are researched and discussed. According to the results, the performances of sliding bearing with parabolic surface has the optimal dynamic film loading F^*, stiffness coefficient S_d^* and damping coefficient D_d^*

Key Words: bearing performance, micropolar fluid, stiffness coefficient

*E-mail: **rotex@nanya.edu.tw**　Fax: 03-4384670　Tel: 03-4361070 ext. 6207

壹、前言

不同軸承外型在潤滑液作用下之性能分析，例如 Lin [1]討論錐度-平面(tapered-land)滑動軸承之動態性能，Lin [2]討論傾斜面(inclined plane)擠壓軸承之性能，Lin [3]討論拋物線型(Parabolic-shaped)滑動軸承之動態性能。

上述文獻之分析過程，由於軸承外型不同，必須使用不同之油膜厚度函數 $h(x,t)$ 定義之。因此，即使採用相同之潤滑液，掌控軸承性能之雷諾型方程式亦相同，因油膜厚度 $h(x,t)$的定義不同，因此，軸承性能之分析過程需個別進行。

本研究擬整合前述四種軸承之外型，以單一個油膜厚度函數 $h(x,t)$予以定義。整合型油膜厚度函數 $h(x,t)$，包含三個參數 a、b 及 α，只要適當設定參數，即可求得任一種軸承外型之油膜厚度函數表示式。因此，以整合型油膜厚度函數 $h(x,t)$ 代入雷諾型方程式並進一步分析軸承性能，所得結果可同時代表四種軸承外型之軸承性能。

至於潤滑液之使用情形，在 1960 年代中期，鐵磁流體動力學理論開始蓬勃發展，此後，一些鐵磁流體的型態相繼被提出。鐵磁流體黏滯係數的磁效應最早是 McTague [4]所提出，在他的實驗研究中，他發現鐵磁流體在一漸增的磁場作用下，黏滯係數持續增加，如同飽和磁化強度一樣，流體黏滯係數最終達一飽和量。而後 Shliomis [5-6]以鐵磁流體動力方程式對此效應提出理論解釋。

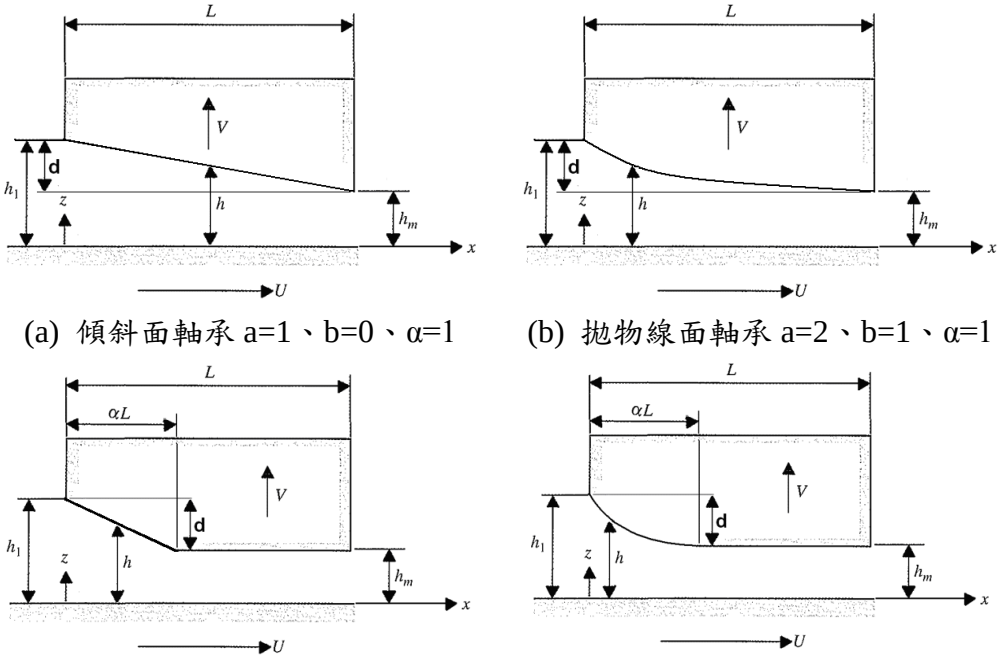
在最近的研究當中，許多學者開始採用微極性流體(micropolar fluid)理論探討軸承系統之性能。Shukla 和 Isa [7]推導出微極性流體為潤滑液之一般化雷諾方程式。Prawal [8]探討以微極性流體為潤滑液之軸頸軸承，在擾動負載下之動態負載特性。Maiti [9]則探討微極性流體為潤滑液之階梯滑動軸承性能。Naduvinamani 和 Apparao [10]進一步將粗糙度對複合形狀軸承性能之影響予以探討。

本研究以非牛頓微極性流體為潤滑液，分析並比較傾斜面、拋物線面、錐度-平面和拋物線-平面等四種軸承外型之無因次動態薄膜力量 F^*、剛性係數S_d^*及阻尼係數D_d^*等軸承性能，提供學術界及工業界做進一步運用或參考。

貳、分析

目前對軸承分析中，採用之潤滑流體計有牛頓流體、非牛頓流體、磁性流體或微極性流體等種類。至於軸承外型方面，常區分成拋物線面、傾斜面、傾斜-平面及拋物線-平面及階梯面等數種。

上述軸承外型，除階梯面軸承外，本論文將前四種軸承之油膜厚度函數 $h(x,t)$ 整合成單一函數，以進一步分析並比較四種軸承之軸承動態性能。



(a) 傾斜面軸承 a=1、b=0、α=1　(b) 拋物線面軸承 a=2、b=1、α=1

(c) 傾斜-平面軸承 a=1、b=0、α=0.5　(d) 拋物線面軸承 a=2、b=1、α=0.5

圖 1 軸承外型幾何示意圖

本研究分析之軸承外型，如圖 1 所示。整合型油膜厚度函數 $h(x,t)$，如(1)式所示，可分成兩個部分：

$$h = h_p(x) + h_m(t) \qquad 0 \le x \le L \tag{1}$$

其中，$h_m(t)$為瞬時油膜厚度，$h_p(x)$為整合型形狀函數，如(2)式所示。

$$h_p(x) = \begin{cases} d(1 - \dfrac{ax}{\alpha L} + \dfrac{bx^2}{(\alpha L)^2}) & 0 \le x \le \alpha L \\ 0 & \alpha L \le x \le L \end{cases} \tag{2}$$

其中(2)式之 a 和 b 為決定傾斜面或拋物線面之幾何參數，α 為傾斜部分長度與軸承長度之比值。幾何參數 a、b、α 依下表之數值設定即可求得傾斜面、拋物線面、傾斜面-平面、拋物線面-平面等四種形狀不同之軸承。本研究分析時，將傾斜面-平面、拋物線面-平面之 α 定為 0.5，以簡化分析結果。

表 1 軸承形狀參數設定

	傾斜面	拋物線面	傾斜-平面	拋物線-平面
a	1	2	1	2
b	0	1	0	1
α	1	1	0＜α＜1	0＜α＜1

軸承上表面以均勻速度 V=-(dh/dt)，垂直向下運動。本研究假設軸承沿 z 軸向之長度遠大於 L。

依據 Eringen [11]之微極流體理論，x 方向之速度分量 u 為

$$u=\left(1-\frac{z}{h}\right)U+\frac{1}{2\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\left\{z(z-h)+2\iota^2\left\{1-\frac{\cosh\left[(2z-h)/(2\iota)\right]}{\cosh[h/(2\iota)]}\right\}\right\} \tag{3}$$

將(3)式之 u 對 z 沿薄膜厚度積分，可求得 x 方向之流量 Q [12]為，

$$Q=\frac{1}{2}UhB-\frac{1}{12\mu}B\cdot\frac{\partial p}{\partial x}\cdot\left[h^3+12\ell^2h-6N\ell h^2\coth\left(\frac{mh}{2}\right)\right] \tag{4}$$

依據 Lin [13]，滑動軸承在 z 方向受擠壓運動之非牛頓微極性流體之雷諾方程式為，

$$\frac{\partial}{\partial x}\left[\left\{h^3+12\ell^2h-6N\ell h^2\coth(\frac{mh}{2})\right\}\frac{\partial p}{\partial x}\right]=6\mu U\frac{\partial h_p}{\partial x}+12\mu\frac{\partial h_m}{\partial t} \tag{5}$$

壓力及流量之邊界條件為：在 $x=0$ 及 L，$p=0$；在 $x=\alpha_L$，$p=p_c$，$Q=Q_c$。p_c、Q_c 表示 $x=\alpha_L$ 處之共同之壓力及流量（本研究中，α＝0.5 ）。

為求得非牛頓微極性流體為潤滑液之軸承性能，本研究需將整合型油膜厚度函數(1)式，代入修正廣義雷諾方程式(5)式中，並配合上述之邊界條件，即可解出表示軸承性能之無因次液動油膜負載 F^* (dynamic film force)、無因次動態阻尼係數D_d^* (dynamic damping coefficient)及無因次動態剛性係數S_d^* (dynamic stiffness coefficient)。

採用以下無因次化參數：

$$x^*=\frac{x}{L}\ ,\quad t^*=\frac{U}{L}t\ ,\quad \delta=\frac{d}{h_{m0}}\ ,\quad \ell=\left(\frac{\gamma}{4\mu}\right)^{\frac{1}{2}}\ ,\quad \alpha=\frac{s}{L}\ ,\quad p^*=\frac{ph_{m0}^2}{\mu UL}$$

$$\ell^* = \frac{\ell}{h_{m0}} \text{，} N = \left(\frac{\chi}{2\mu+\chi}\right)^{\frac{1}{2}} \text{，} \quad m = \frac{N}{\ell} \text{，} \quad h_m^* = \frac{h_m}{h_{m0}} \text{，} \quad h_p^* = \frac{h_p}{h_{m0}} \tag{6}$$

可將(2)、(4)、(5)式無因次化，如下式所示，

$$\frac{\partial}{\partial x^*}\left[f\left(h^*, N, \ell^*\right)\frac{\partial p^*}{\partial x^*}\right] = 6\frac{\partial h_p^*}{\partial x^*} + 12\frac{\partial h_m^*}{\partial t^*} \tag{7}$$

$$Q^* = \frac{1}{2}h^* - \frac{1}{12}\cdot f\left(h^*, N, \ell^*\right)\cdot\frac{\partial p^*}{\partial x^*} \tag{8}$$

$$h_p^*(x^*) = \begin{cases} \delta\left(1-\dfrac{x^*}{\alpha}\right) & 0 \le x^* \le \alpha \\ 0 & \alpha \le x^* \le 1 \end{cases} \tag{9}$$

其中， $f\left(h^*, N, \ell^*\right) = h^{*3} + 12\ell^{*2}h^* - 6N\ell^* h^{*2}\coth\left(\frac{Nh^*}{2\ell^*}\right)$ (10)

為求得左區之壓力分佈p_{Left}^*，對(7)積分二次並代入邊界條件 $p^*(0)=0$ 與 $p^*(\alpha)=p_\alpha^*$。可解得左側油膜壓力分為：

$$p_{Left}^*(x^*) = 6f_1(x^*) + 12V^* f_2(x^*) + k_1 f_3(x^*)p_\alpha^* - (k_2+k_3)f_3(x^*) \quad 0 \le x^* \le \alpha \tag{11}$$

其中，p_α^*則為 $x^*=\alpha$處之壓力。

$$f_1(x^*) = \int_0^{x^*} \frac{h_p^*}{f\left(h^*, N, \ell^*\right)}dx^* \tag{11a}$$

$$f_2(x^*) = \int_0^{x^*} \frac{x^*}{f\left(h^*, N, \ell^*\right)}dx^* \tag{11b}$$

$$f_3(x^*) = \int_0^{x^*} \frac{1}{f\left(h^*, N, \ell^*\right)}dx^* \tag{11c}$$

$$k_1 = \frac{1}{\displaystyle\int_0^{\alpha} \frac{1}{f\left(h^*, N, \ell^*\right)}dx^*} \tag{11d}$$

$$k_2 = 6\frac{\int_0^{\alpha}\frac{h_p^*}{f\left(h^*,N,\ell^*\right)}dx^*}{\int_0^{\alpha}\frac{1}{f\left(h^*,N,\ell^*\right)}dx^*} \tag{11e}$$

$$k_3 = 12V^*\frac{\int_0^{\alpha}\frac{x^*}{f\left(h^*,N,\ell^*\right)}dx^*}{\int_0^{\alpha}\frac{1}{f\left(h^*,N,\ell^*\right)}dx^*} \tag{11f}$$

將(11)式代入(8)式中微分之，可得軸承左區之流量方程式$Q^*_{\alpha_Left}$為，

$$Q^*_{\alpha_Left} = \frac{1}{2}\left(h^*\right)_{x*=\alpha} - \frac{1}{12}\cdot\left[6\left(h_p^*\right)_{x*=\alpha} + 12V^*\alpha - (k_2+k_3)\right] - \frac{k_1}{12}\cdot p^*_{\alpha} \tag{12}$$

為求得右區之壓力分佈p^*_{Right}，對(7)積分二次並代入邊界條件 $p^*(1)=0$ 與 $p^*(\alpha)=p^*_{\alpha}$，可解得右區油膜壓力分為：

$$p^*_{Right}(x^*) = 6V^* f_4(x^*) + k_4 f_5(x^*)p^*_{\alpha} - k_5 f_5(x^*) \quad \alpha \le x^* \le 1 \tag{13}$$

其中，$k_4 = \dfrac{f_m\left(h_m^*(t),N,\ell^*\right)}{(\alpha-1)}$ (14a)

$$k_5 = 6V^*(\alpha+1) \tag{14b}$$

$$f_4(x^*) = \frac{(x^{*2}-1)}{f_m\left(h_m^*(t),N,\ell^*\right)} \tag{14c}$$

$$f_5(x^*) = \frac{x^*-1}{f_m\left(h_m^*(t),N,\ell^*\right)} \tag{14d}$$

將(13)式代入(8)式中微分之，可得軸承右區之流量方程式為，

$$Q^*_{\alpha_Right} = \frac{1}{2}h_m^*(t) - \frac{12V^*\alpha - k_5}{12} - \frac{k_4}{12}p^*_{\alpha} \tag{15}$$

令(12)等於(15)式，亦即令$Q^*_{\alpha_Left}=Q^*_{\alpha_Right}$，可求得 $x^*=\alpha$之壓力p^*_{α}為：

$$p_{\alpha}^{*}=\frac{k_2+k_3-k_5}{k_1-k_4} \tag{16}$$

將(16)代入(11)與(13)，可求得整個軸承包含左、右區之壓力分佈。

無因次液動油膜負載 F^* 可經由油膜壓力對整個油膜區域積分而得，亦即

$$F^{*}=\int_0^{\alpha} p_{Left}^{*}dx^{*}+\int_{\alpha}^{1} p_{Right}^{*}dx^{*} \tag{17}$$

將(11)與(13)之壓力分佈代入上式，可求得 F^* 之表示式為，

$$F^{*}=6F_1+6V^{*}\left(2F_2+F_4\right)+\left[k_1p_{\alpha}^{*}-(k_2+k_3)\right]F_3+\left(k_4p_{\alpha}^{*}-k_5\right)F_5 \tag{18}$$

其中，

$$F_1=\int_0^{\alpha} f_1dx^{*}=\int_0^{\alpha}\int_0^{x^{*}}\frac{h_p^{*}}{f\left(h^{*},N,\ell^{*}\right)}dx^{*}dx^{*} \tag{19a}$$

$$F_2=\int_0^{\alpha} f_2dx^{*}=\int_0^{\alpha}\int_0^{x^{*}}\frac{x^{*}}{f\left(h^{*},N,\ell^{*}\right)}dx^{*}dx^{*} \tag{19b}$$

$$F_3=\int_0^{\alpha} f_3dx^{*}=\int_0^{\alpha}\int_0^{x^{*}}\frac{1}{f\left(h^{*},N,\ell^{*}\right)}dx^{*}dx^{*} \tag{19c}$$

$$F_4=\int_{\alpha}^{1} f_4dx^{*}=\int_{\alpha}^{1}\frac{(x^{*2}-1)}{f_m\left(h_m^{*}(t),N,\ell^{*}\right)}dx^{*} \tag{19d}$$

$$F_5=\int_{\alpha}^{1} f_5dx^{*}=\int_{\alpha}^{1}\frac{x^{*}-1}{f_m\left(h_m^{*}(t),N,\ell^{*}\right)}dx^{*} \tag{19e}$$

由於無因次液動油膜負載 F^* 之大小，依無因次出口油膜厚度 h_m^* 和無因次擠壓速度 V^* 二者而定，利用線性理論可以求得無因次線性動態特性。

無因次穩態負載容量 W^*，就是穩定狀態“0”下之無因次液動油膜負載 F^*。在穩定狀態下，無因次出口油膜厚度為常數，且無因次擠壓速度為零。在此情況下，可得：

$$W^* = \left(F^*\right)_0 \tag{20}$$

無因次線性動態剛性係數S_d^* (dimensionless linear dynamic stiffness coefficient)和無因次線性動態阻尼係數D_d^* (dimensionless linear dynamic damping coefficient)可由h_m^* 和 V^*對 F^* 偏微分後求得。

$$S_d^* = \frac{S_0 h_{m0}^3}{\mu U L^2 B} = -\left(\frac{\partial F^*}{\partial h_m^*}\right)_0 \tag{21}$$

$$D_d^* = \frac{D_0 h_{m0}^3}{\mu L^3 B} = -\left(\frac{\partial F^*}{\partial V^*}\right)_0 \tag{22}$$

完成上述偏微分運算後，可求得線性動態係數之表示式為：

$$S_d^* = -\left(6\frac{\partial F_1}{\partial h_m^*} + 12V^*\frac{\partial F_2}{\partial h_m^*} + \left[k_1 p_\alpha^* - (k_2 + k_3)\right]\frac{\partial F_3}{\partial h_m^*} + 6V^*\frac{\partial F_4}{\partial h_m^*} + \left(k_4 p_\alpha^* - k_5\right)\frac{\partial F_5}{\partial h_m^*}\right)_0 \tag{23}$$

其中

$$\left(\frac{\partial F_1}{\partial h_m^*}\right)_0 = \left(\int_0^\alpha \int_0^{x^*} h_p^* \cdot f\left(h^*, N, \ell^*\right)^{-2} \cdot \frac{\partial f\left(h^*, N, \ell^*\right)}{\partial h_m^*} dx^* dx^*\right)_0 \tag{23a}$$

$$\left(\frac{\partial F_2}{\partial h_m^*}\right)_0 = \left(\int_0^\alpha \int_0^{x^*} x^* \cdot f\left(h^*, N, \ell^*\right)^{-2} \cdot \frac{\partial f\left(h^*, N, \ell^*\right)}{\partial h_m^*} dx^* dx^*\right)_0 \tag{23b}$$

$$\left(\frac{\partial F_3}{\partial h_m^*}\right)_0 = \left(\partial\left[\int_0^\alpha \int_0^{x^*} \frac{1}{f\left(h^*, N, \ell^*\right)} dx^* dx^*\right] / \partial h_m^*\right)_0 \tag{23c}$$

$$\left(\frac{\partial F_4}{\partial h_m^*}\right)_0 = \left(\int_\alpha^1 (x^{*2} - 1) \cdot f_m\left(h_m^*(t), N, \ell^*\right)^{-2} \frac{\partial f_m\left(h_m^*(t), N, \ell^*\right)}{\partial h_m^*} dx^*\right)_0 \tag{23d}$$

$$\left(\frac{\partial F_5}{\partial h_m^*}\right)_0 = \left(\partial\left(\int_\alpha^1 \frac{x^* - 1}{f_m\left(h_m^*(t), N, \ell^*\right)} dx^*\right) / \partial h_m^*\right)_0 \tag{23e}$$

$$D_d^* = -\left[12\left(F_2\right)_0 + k_1\left(F_3 \frac{\partial p_\alpha^*}{\partial V^*}\right)_0 - \left(F_3 \frac{\partial k_3}{\partial V^*}\right)_0 + 6\left(F_4\right)_0 + k_4\left(F_5 \frac{\partial p_\alpha^*}{\partial V^*}\right)_0 - \left(F_5 \frac{\partial k_5}{\partial V^*}\right)_0\right] \tag{24}$$

參、結果與討論

本研究分析傾斜面軸承、拋物線面軸承、傾斜面-平面軸承、以及拋物線-平面軸承等四種軸承沿 x 方向之無因次壓力分佈，所得結果如圖 2 所示。由於傾斜面及拋物線面軸承外形為連續曲線，因此壓力分佈呈現出平滑曲線分佈，最高壓力位置偏向軸承出口處；傾斜面-平面及拋物線-平面軸承外形由二段不同函數所連接而成，軸承外形曲線在交界處之斜率並不連續，因此，壓力分佈曲線呈現出不十分平滑的現象，最高壓力位置則接近軸承中央位置。由圖 2 可觀察到，四種軸承中，拋物線面軸承之平均壓力最高，達 0.850，其次為傾斜面軸承之 0.727 及傾斜面-平面軸承之 0.683，最低者為拋物線-平面軸承之 0.616。

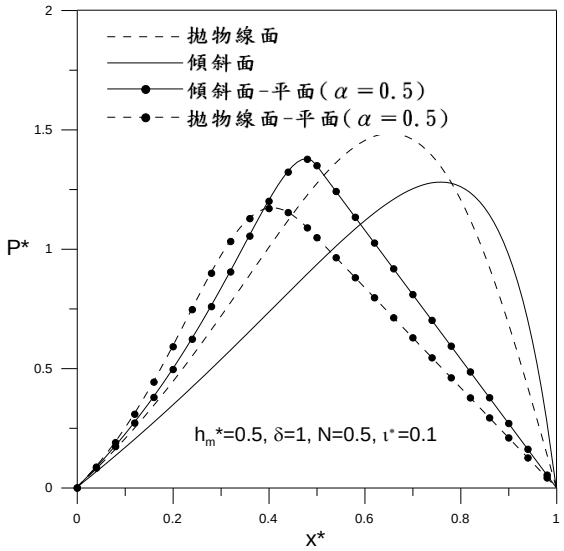


圖 2 四種軸承無因次壓力分佈 P^*

不同軸承形狀的無因次液動油膜負載 F^* 與 N 之關係，如圖 3 所示。圖 3 顯示，N 越大，無因次液動油膜負載 F^* 越大。在 N≤0.4 時，F^* 隨 N 之增加而微幅增加；當 N>0.4 之後，F^* 隨 N 之增加而呈現快速增加之現象。由於軸承形狀影響無因次壓力分佈 P^* 很大，因此，軸承形狀對無因次液動油膜負載 F^* 之影響，也會有明顯之差異。由圖 3 之分析結果可知，所有軸承中，無因次液動油膜負載 F^* 最高者，是拋物線面軸承，其次為傾斜面軸承、傾斜面-平面軸承，最低者為拋物線-平面軸承。

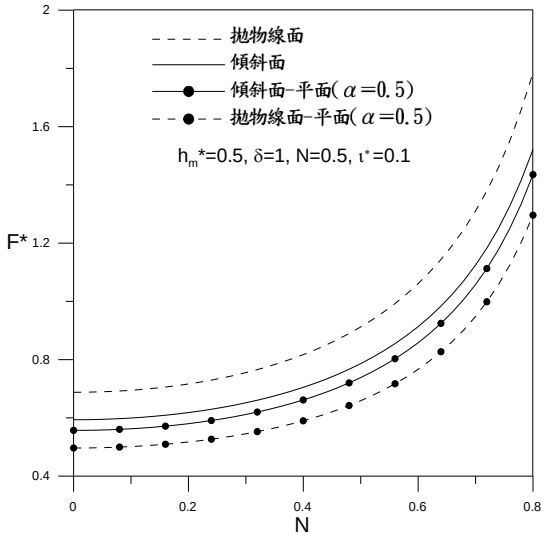


圖 3 不同軸承形狀無因次液動油膜負載 F^*與 N 關係

不同之軸承形狀，線性動態剛性係數S_d^*與 N 之關係，如圖 4 所示。N 越大，線性動態剛性係數S_d^*越大。在 N≤0.4 時，S_d^*隨 N 之增加而微幅增加；當 N>0.4 之後，S_d^*隨 N 之增加而快速增加。所有軸承中，線性動態剛性係數S_d^*最高者，仍是拋物線面軸承，其次則為傾斜面軸承，傾斜面-平面軸承與拋物線-平面軸承之S_d^*則為最低，且二者幾乎相同。

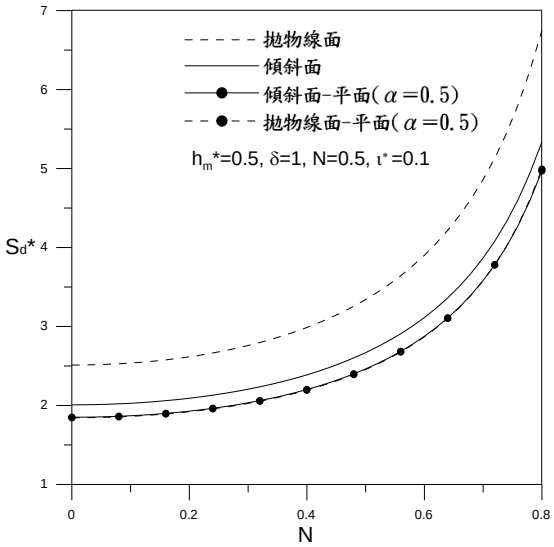


圖 4 線性動態剛性係數S_d^*與 N 關係

不同之軸承形狀，其線性動態阻尼係數D_d^*與 N 之關係，如圖 5 所示。N 越大，線性動態阻尼係數D_d^*越大。在 N≤0.5 時，D_d^*隨 N 之增加而微幅增加；當 N>0.5 之後，D_d^*隨 N 之增加而快速增加。所有軸承中，線性動態阻尼係數D_d^*最高者是拋物

線-平面軸承，其次則為傾斜面-平面軸承及拋物線面軸承，最低者為傾斜面軸承。

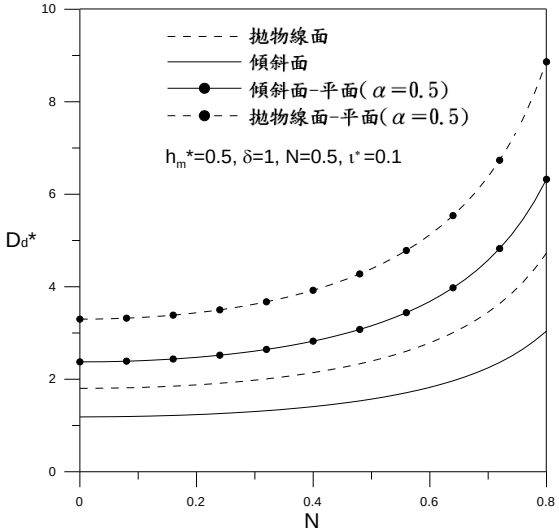


圖 5 線性動態阻尼係數D_d^*與 N 關係

不同軸承形狀的無因次液動油膜負載 F^*與 δ 之關係，如圖 6 所示。圖 6 顯示，所有軸承之無因次液動油膜負載 F^*之最大值，均在 δ＝0.6 左右。在 δ≤0.6 時，F^*隨 δ 之增加而急速增加；當 δ>0.6 之後，S_d^*隨 δ 之增加而快速降低。拋物線-平面軸承之 F^*在 δ=1.2 之後，雖然會隨 δ 之增加而降低，但是其降低速率較為緩慢，因此，其 F^*-δ 曲線與傾斜面、傾斜面-平面軸承之 F^*-δ 曲線產生交錯之現象。由於軸承形狀影響無因次壓力分佈 p^*很大，因此，軸承形狀對無因次液動油膜負載 F^*之影響，也會有明顯之差異。

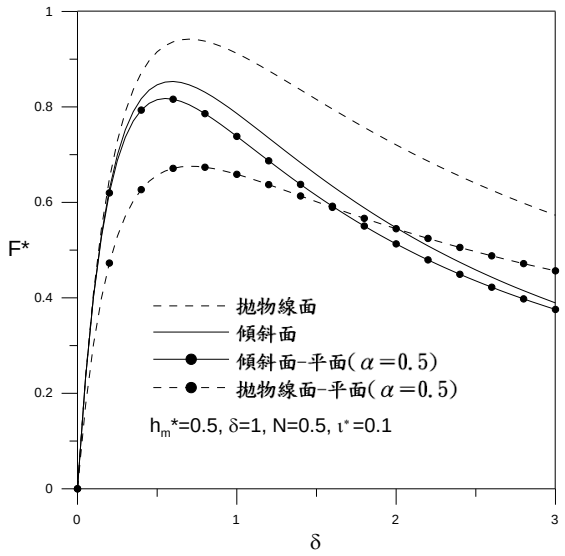


圖 6 無因次液動油膜負載 F^*與 δ 之關係

不同之軸承形狀，其無因次線性動態剛性係數S_d^*與 δ 之關係，如圖 7 所示。圖 7 顯示，所有軸承之無因次線性動態剛性係數S_d^*之最大值，均在 δ=0.4 左右。在 δ≤0.4 時，S_d^*隨 δ 之增加而急速增加；當 δ>0.4 之後，S_d^*隨 δ 之增加而快速降低。由於 δ=1.2 之後，雖然增加 δ，拋物線-平面軸承之S_d^*隨之降低，但是其降低速率較為緩慢，因此，其S_d^*-δ 曲線與傾斜面、傾斜面-平面軸承之S_d^*-δ 曲線產生交錯之現象。所有軸承中，無因次線性動態剛性係數S_d^*之最高者，仍是拋物線面軸承。

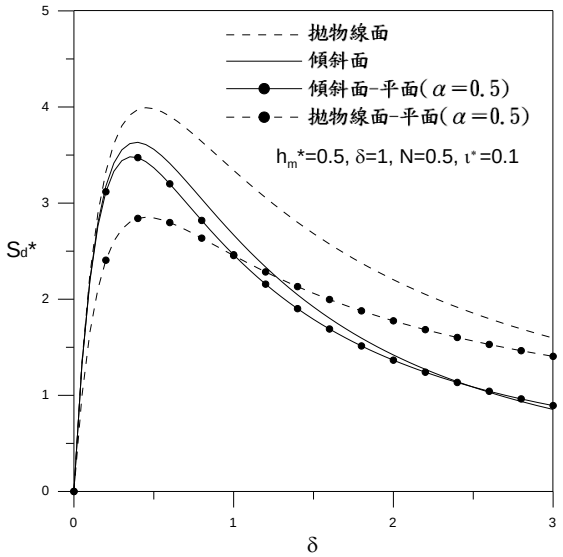


圖 7 無因次線性動態剛性係數S_d^*與 δ 之關係

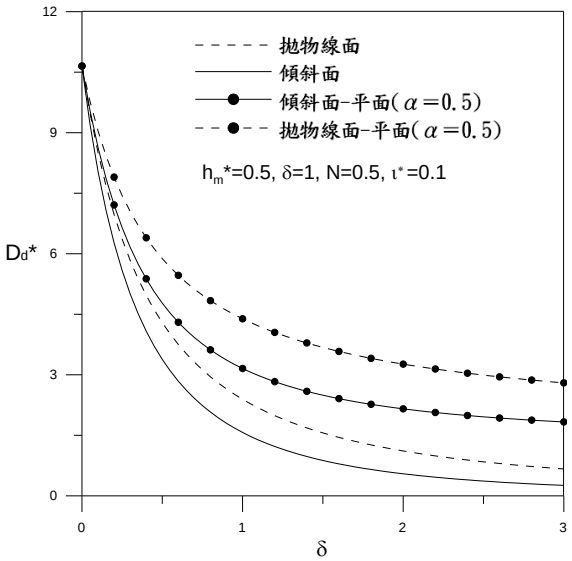


圖 8 無因次線性動態阻尼係數D_d^*與 δ 之關係

不同之軸承形狀，其無因次線性動態阻尼係數D_d^*與 δ 之關係，如圖 8 所示。δ 越大，無因次線性動態阻尼係數D_d^*越小。在 δ≤1.5 時，D_d^*隨 δ 之增加而急速降低；當 δ>1.5 之後，D_d^*雖仍隨 δ 之增加而降低，但是其降低速率已漸趨緩慢。所有軸承中，無因次線性動態阻尼係數D_d^*最高者為拋物線-平面軸承，其他依次為傾斜面-平面軸承、拋物線面軸承，最低者為傾斜面軸承。

肆、結論

一、四種軸承中，拋物線面軸承之平均壓力最高，其值可達 0.850，其次為傾斜面軸承之 0.727 及傾斜面-平面軸承之 0.683，最低者為拋物線-平面軸承之 0.616。

二、液動油膜負載 F^*、線性動態剛性係數S_d^*及線性動態阻尼係數D_d^*均隨 N 之增加而增加。N 大於 0.4 之 F^*、S_d^*及D_d^*隨 N 之增加而呈現快速增加。

三、無因次線性動態阻尼係數D_d^*隨 δ 之增加而急速降低。當 δ>1.5 之後，D_d^*隨 δ 之降低速率有漸趨緩慢之現象。

四、比較四種軸承之綜合性能表現，以拋物線面軸承之表現為最佳。

伍、參考文獻

[1] J.R. Lin, R.F. Lu, M.H. Ho, M.C. Lin, (2006). Dynamic characteristics of wide tapered-land slider bearings, *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, Vol. 29, No. 3, pp. 543-548

[2] J.R. Lin, M.Y. Teng, M.H. H, (2007). Effects of non-Newtonian rheology on the film-height history between non-parallel sliding-squeezing surfaces, *Proc. IMech E*, Vol. 221, pp. 155-159

[3] J.R. Lin, (2009). Effects of Non-Newtonian Couple Stresses on the Dynamic Characteristics of Wide Parabolic-shaped Slider Bearings, *Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers*, Vol. 30, No. 1, pp. 67-74

[4] J.P. McTague, (1969). Magnetoviscosity of magnetic colloids, *J. Chem. Phys*. Vol.

51, pp. 133-136.

[5] M.I. Shliomis, (1972). Effective viscosity of magnetic suspensions, *Sov. Phys. JETP*, Vol. 34, pp. 1291-1294

[6] M.I. Shliomis, (1974). Magnetic fluids, *Sov. Phys. Usp*, Vol. 17, pp. 153-169

[7] J.B. Shukla, M. Isa, (1975). Generalized Reynolds equation for micropolar lubricants and its application to one dimensional slider bearings: effects of solid particle additives in solution, *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 17, No. 5, pp. 280-284

[8] S. Prawal, (1977). Dynamically loaded micropolar fluid lubricated journal bearings with special reference to squeeze films under fluctuating loads, *Wear*, Vol. 45, pp. 279-292

[9] G. Maiti, (1973). Composite and step slider bearings in micropolar fluid, *Japanese Journal of Applied Physics*, Vol. 12, No. 7, pp. 1058-1064.

[10] Neminath Bhujappa Naduvinamani, Siddangouda Apparao, (2010). On the Performance of Rough Inclined Stepped Composite Bearings with Micropolar Fluid, *Journal of Marine Science and Technology*, Vol. 18, No. 2, pp. 233-242

[11] A.C. Eringen, (1966). Theory of micropolar fluids, *Journal Mathematics and Mechanics*, Vol. 16, pp. 1-16.

[12] J.R. Lin, T.L. Chou, H.L. Chiang, C.Y. Chang, (2011). Non-Newtonian Couple Stress Effects on the Frictional and Flow-Rate Performances of Wide Composite Slider Bearings, 南亞學報，第30期，35-46頁。

[13] J.R. Lin, T.L. Chou, L.J. Liang, T.C. Hung, (2012). Non-Newtonian dynamics characteristics of parabolic-film slider bearings: micropolar fluid model, *Tribology International*, Vol. 48, pp. 226-231