

無節流器溝槽進油之動靜混壓油膜軸承分析

楊琳鏗* 陳鎮憲** 張永鵬*** 康淵*** 陳夏宗***

壹、簡介
貳、理論探討
參、計算方法
肆、分析結果
伍、結論
陸、參考文獻

摘要

動靜混壓油膜軸承即其支承的軸靜止時即能浮起，旋轉時又能產生足夠的流體動力軸承，動靜混壓油膜軸承可以有節流器與無節流器兩種方式，無節流器時其特點是進油壓力即為供油壓力；節流器時流體通過最小截面由於阻力產生壓力降，進而發生節流現象。研究中採用無節流、溝槽進油方式探討其靜態特性。

本研究利用微擾法與有限差分法求解雷諾方程，靜態分析中，比較不同凹槽數目、不同寬徑比、不同凹槽深度與不同凹槽寬度時，軸承承載能力、流量、摩擦功率與偏位角，對其性能作一個瞭解，以供設計參考之。

在分析結果中發現速度參數對於軸承的影響非常大，它是綜合四個參數，分別為供油壓力、半徑間隙、轉速及黏滯係數。當速度參數（ Λ ）的值非常小甚至到零速時，軸承靜壓效應就會非常大，所以對於毛細管節流之軸承，凹槽愈深，則承載能力就愈好，反之當速度參數超越一個臨界值之後，軸承之動壓效應便開始逐漸增大影響，然後在速度參數夠大時，動壓效應達到飽和，因此，臨界值之後，反而凹槽深度愈淺，承載能力愈大。

關鍵詞：動靜混壓油膜軸承、溝槽、無節流器、雷諾方程式、速度參數

* 楊琳鏗：機械工程科專任講師

** 陳鎮憲：南亞工專機械科講師

*** 張永鵬、康淵、陳夏宗：中原大學機械系教授

壹、簡介

液體靜壓軸承有相當多的研究成果，以及在工業上實用化的經驗，也廣泛地建立了設計上可供使用的數據。Box[1]，Rowe[2]，及 Ghosh 及 Majumdar[3]等人利用軸承尺寸設計、油量計算、溫度計算動態效應影響基本的簡化公式，進行靜壓軸承最佳化的研究，但都忽略了油膜的動態效應。Majumdar 及 Mukherjee[4]研究靜壓軸承之擠壓膜效應，他們所使用之節流器有毛細管與孔口兩種，結果明顯發現孔口的承載能力比毛細管好。O'Donoghue、Rowe 以及 Hooke[5]利用一性能參數 $S_h = (\eta N / Ps) \cdot (D / c_d)^2$ 的變化去探討如何求得軸承之最佳性能，結果顯示當偏心率固定， S_h 越大承載能力越佳。

動靜壓軸承發展較晚，大概在 1970 年代開始，不同結構的動靜壓軸承之差異性非常大，動靜混壓油膜軸承即其支承的軸靜止時即能浮起，旋轉時又能產生足夠的流體動力軸承，具有以下特點：

- (一) 具有高的旋轉精度和定位精度。
- (二) 具有足夠的靜壓混合動壓的承載能力及良好的工作剛性和抗振性。
- (三) 主軸的壽命長。
- (四) 能適應很寬的速度範圍。
- (五) 液壓功耗小。

兼具動壓軸承及靜壓軸承的優點及效果，包括了承載能力大、最小油膜厚、定位精度好、剛度高、抗振性好、供油壓力小、流量低、相對應油泵耗功降低，因此特別適用於高速重載精密主軸使用，使磨床主軸性能顯著提高。

Pinkus 及 Lund[6]探討在層流假設下，流體受高速運轉離心力的影響，以有限差分進行數值分析，其結果顯示若止推面內環進流量不足則將形成負壓。Ghosh 及 Majumdar[7]的研究考慮流體慣性以及油腔體積壓縮效應以微擾法分析雷諾方程式，最後其結果以無因次負荷、流率、剛性和阻尼作比較。Safaru[8]研究偏心運轉之靜壓止推軸承的離心力效應對軸承性能的影響，其研究顯示高速旋轉之離心力會因傾斜而降低，亦使負載能力及摩擦扭矩降低使流率增加。McLean 及 Hahn[9]針對多自由度-油膜軸承系統，考慮具同步不平衡及油膜之擠壓膜阻尼對轉子系統的影響，並求得此系統模型下轉子運轉軌跡隨轉速及軸承參數而變化。Ghosh 及 Viswanath [10]研究轉動下之多凹槽液體靜壓軸承，其凹槽體積流體壓縮效應在動態效應下的影響，他們採取有限差分法與微擾法來求取剛性與阻尼係數，結果發現凹槽體積壓縮效應於剛性與阻尼係數的影響頗深，當 $\sigma \leq 2000$ 時，凹槽體積壓縮參數將主導其動態特性。除此之外，軸的轉動對於軸承之剛度與阻尼係數也具有影響，當轉速增加時動態係數也隨之上升。Ghosh 與 Majumdar[11]研究多凹槽油膜混壓軸承靜態與動態行為，他們使用微擾法以及有限差分法求解雷諾方程，在過程中忽略凹槽體積流體壓縮效應，其結果發現當速度參數

$10^{-1} \leq \Lambda \leq 10$ 時，正交剛性係數是不隨速度參數改變的，但是交叉剛性與阻尼係數以及正交阻尼係數是隨著 Λ 增加而上升。Ghosh[12]研究多凹槽外壓油膜軸承在非旋轉下之動態理論分析，他利用有限差分法以及微擾法求解雷諾方程，在雷諾方程中只考慮擠壓膜項，並且使用毛細管作為其節流因子，最後其結果發現 β ($\beta = p_r / p_s$) 於 0.3-0.6 間存在最大負荷，以及 β 在低偏心率時，剛性有最佳值。除此之外，壓縮常數(α)對於阻尼的影響遠大於剛性。Guha[13]、Ghosh 以及 Majumdar[14]研究多凹槽動靜壓軸承之轉子動態係數，他們採用微擾法以及有限差分法求解雷諾方程，結果發現軸承轉動在低頻範圍內，其穩定性可能上升，但是過程中凹槽體積壓縮效應是被忽略；之後 Guha 三人再度研究流體慣性效應對於多凹槽動靜壓軸承之影響，結果發現慣性效應對於剛性的所產生影響遠大於阻尼特性。除此之外，在一有效頻率(α)之下，可藉由一群性質參數(γ, ρ, μ, p_s)得到剛性係數之最佳值。

本研究利用微擾法與有限差分法求解雷諾方程，靜態分析中，比較不同凹槽數目、不同寬徑比、不同凹槽深度與不同凹槽寬度時，軸承承載能力、流量、摩擦功率與偏位角，對其性能作一個瞭解，以供設計參考之。

貳、理論探討

等溫過程之黏性不可壓縮流體動量方程式及連續性方程式為

$$\rho \frac{D\bar{V}}{Dt} = \rho \bar{g} - \nabla p - \mu \nabla^2 \bar{V} \quad (1)$$

$$\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

式(1)、(2)簡化及考慮邊界條件：

$$y = 0, V_x = U_1; y = h, V_x = U_2$$

$$y = 0, V_z = 0; y = h, V_z = 0$$

得到

$$V_x = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y(y-h) + \left[\left(\frac{h-y}{h} \right) U_1 + \frac{y}{h} U_2 \right] \quad (3)$$

$$V_z = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} y(y-h) \quad (4)$$

將式(3)、(4)代入式(2)得到

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho V_y)}{\partial y} = & -\frac{1}{2} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y(y-h) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\rho}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} y(y-h) \right] \right\} \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \rho \left[\left(\frac{h-y}{h} \right) U_1 + \frac{y}{h} U_2 \right] \end{aligned} \quad (5)$$

式(5)應用邊界條件 $y=0$, $V_y = V$ 和 $y=h$ 時, $V_y = 0$; 再使用 Leibniz's 法則得

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{6\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{6\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 6\rho h \frac{\partial(U_1 + U_2)}{\partial x} + 12\rho V \quad (6)$$

式(6)右邊的三項依次為楔形項、伸張項及擠壓膜頂, 分別代表楔形間隙、切向速度的變化和軸與軸承表面的法向接近對潤滑膜壓力承載所起的作用。若軸承是固定的, 只有推力軸承的推力環和徑向軸承的軸是動的, 則式(6)為

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (7)$$

式(7)代入無因次參數及無因次變數分別為：

$$\bar{h} = \frac{h}{C} : \text{無因次參數}, \quad \theta = \frac{x}{R}, \quad \bar{z} = \frac{z}{L/2}, \quad \bar{p} = \frac{p}{p_s} : \text{無因次變數}, \text{ 得到}$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta}) + (\frac{D}{L})^2 \frac{\partial}{\partial z} (\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial z}) = \Lambda \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} + \sigma \frac{\partial \bar{h}}{\partial \tau} \quad (8)$$

其中

$$U = R\Omega$$

$$\Lambda = 6R^2\Omega \frac{\mu}{p_s C^2} \quad : \text{速度參數}$$

$$\sigma = 12R^2 \frac{\mu\omega}{p_s C^2} \quad : \text{擠壓參數}$$

軸承在平衡位置上 (ε_0, ϕ_0)，可得到一階微小擾動變化量， \bar{p}_1 與 \bar{p}_2 分別表示座向擾變及角度動造成的壓力變動量（變動壓）。

$$\bar{p} = \bar{p}_0 + \varepsilon_1 e^{i\tau} \bar{p}_1 + \varepsilon_0 \phi_1 e^{i\tau} \bar{p}_2 \quad (9)$$

$$\bar{h} = \bar{h}_0 + \varepsilon_1 e^{i\tau} \cos \theta + \varepsilon_0 \phi_1 e^{i\tau} \sin \theta \quad (10)$$

考慮因次薄膜厚度，將式 (9)、(10) 代入式 (8) 得到：

$$\frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \theta}) + (\frac{D}{L})^2 \frac{\partial}{\partial z} (\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial z}) = \Lambda \frac{\partial \bar{h}_0}{\partial \theta} \quad (11)$$

對 ε_1^0 項

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_1}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial \theta} (3\bar{h}_0^2 \cos \theta \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \theta}) + (\frac{D}{L})^2 \frac{\partial}{\partial z} (\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_1}{\partial z}) \\ & + (\frac{D}{L})^2 \frac{\partial}{\partial z} (3\bar{h}_0^2 \cos \theta \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial z}) = i\sigma \cos \theta - \Lambda \sin \theta \end{aligned} \quad (12)$$

對 ε_1^1 項

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_2}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial \theta} (3\bar{h}_0^2 \sin \theta \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \theta}) + (\frac{D}{L})^2 \frac{\partial}{\partial z} (\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_2}{\partial z}) \\ & + (\frac{D}{L})^2 \frac{\partial}{\partial z} (3\bar{h}_0^2 \sin \theta \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial z}) = i\sigma \sin \theta + \Lambda \cos \theta \end{aligned} \quad (13)$$

對 $\varepsilon_0 \phi_1$ 項

考慮四個邊界條件如下

$$1. \bar{p}_i(\theta, -1) = \bar{p}_i(\theta, +1) = 0$$

$$2. \frac{\partial \bar{p}_i}{\partial z}(\theta, 0) = 0$$

$$3. \bar{p}_i(\theta, \bar{z}) = \bar{p}_i(\theta + 2\pi, \bar{z})$$

$$4. \bar{p}_i = \bar{p}_{ri} \text{ 在第 } r \text{ 個供油槽} \quad (14)$$

將邊界條件式 (14) 代入式 (11)、式 (12) 和式 (13) 中，再以有限差分法解出靜壓 \bar{p}_0 與變動壓 \bar{p}_1 、 \bar{p}_2 。

圓柱軸承表面做軸向切割，將軸承攤開為直角座標如圖 1 所示，回腔無節流溝槽進油，其展開如圖 2 所示。

以有限差分法進行數值計算，對於潤滑膜非連續的情況，如軸承中存在階梯淺腔，由於 $\left(\frac{\partial \bar{h}_0}{\partial \theta}\right)_{i,j}$ 在淺腔邊界處不確定，給雷諾方程的直接離散將造成困難，為滿足某些特

殊的工程要求，利用 Green Function，求式 (11) 至式 (13) 之差分方程式。

用迭代法，解線性方程式組時收斂較慢，為了加速收斂，可採用超鬆弛迭代，即將算出的新值與原有的舊值的差額乘一個大於 1 的倍數 ω ，再加入到舊值上作為新值，即

$$\bar{p}_{i,j}^{(k)} = \bar{p}_{i,j}^{(k-1)} + \omega[\bar{p}_{i,j}^{(k)} - \bar{p}_{i,j}^{(k-1)}]$$

式中， ω 為超鬆弛因子，一般可在 1~2 之間選取，取得太大，可能會使迭代過程不收斂。對每一組線性代數方程式組都存在一個合理的 ω 值，只是計算這個 ω 值十分麻煩，通常的作法是在計算機計算過程中試算選擇。

參、計算方法

根據以上所推導的數值方法用以求解雷諾方程，並計算承載能力、流量、偏位角及摩擦係數。

油壓迭代的收斂準則為：

$$\frac{\sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n \left| \bar{p}_{i,j}^{(k)} - \bar{p}_{i,j}^{(k-1)} \right|}{\sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n \left| \bar{p}_{i,j}^{(k)} \right|} \leq \delta_p$$

壓力迭代的計算精度常取 $\delta_p < 10^{-3}$ 。

1. 解出靜壓 \bar{p}_0

$$\frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \theta}) + (\frac{D}{L})^2 \frac{\partial}{\partial z} (\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial z}) = \Lambda \frac{\partial \bar{h}_0}{\partial \theta} \quad (15)$$

2. 變動壓 \bar{p}_1

$$\begin{aligned} \bar{p}_1 &= \bar{p}_{11} + i\bar{p}_{12} \\ \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_1}{\partial \theta}) + (\frac{D}{L})^2 \frac{\partial}{\partial z} (\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_1}{\partial z}) &= -[\frac{\partial}{\partial \theta} (3\bar{h}_0^2 \cos \theta \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \theta}) \\ &+ (\frac{D}{L})^2 \frac{\partial}{\partial z} (3\bar{h}_0^2 \cos \theta \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial z}) + \Lambda \sin \theta] + i\sigma \cos \theta \end{aligned} \quad (16)$$

實部壓力 \bar{p}_{11}

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_{11}}{\partial \theta}) + (\frac{D}{L})^2 \frac{\partial}{\partial z} (\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_{11}}{\partial z}) &= -[\frac{\partial}{\partial \theta} (3\bar{h}_0^2 \cos \theta \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \theta}) \\ &+ (\frac{D}{L})^2 \frac{\partial}{\partial z} (3\bar{h}_0^2 \cos \theta \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial z}) + \Lambda \sin \theta] \end{aligned} \quad (17)$$

虛部壓力 \bar{p}_{12}

$$\frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_{12}}{\partial \theta}) + (\frac{D}{L})^2 \frac{\partial}{\partial z} (\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_{12}}{\partial z}) = \sigma \cos \theta \quad (18)$$

3. 變動壓 \bar{p}_2

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_2}{\partial \theta}) + (\frac{D}{L})^2 \frac{\partial}{\partial z} (\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_2}{\partial z}) &= -[\frac{\partial}{\partial \theta} (3\bar{h}_0^2 \sin \theta \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \theta}) \\ &+ (\frac{D}{L})^2 \frac{\partial}{\partial z} (3\bar{h}_0^2 \sin \theta \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial z})] + \Lambda \cos \theta + i\sigma \sin \theta \end{aligned} \quad (19)$$

實部壓力 \bar{p}_{21}

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_{21}}{\partial \theta}) + (\frac{D}{L})^2 \frac{\partial}{\partial z} (\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_{21}}{\partial z}) = - [\frac{\partial}{\partial \theta} (3\bar{h}_0^2 \sin \theta \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \theta}) \\ + (\frac{D}{L})^2 \frac{\partial}{\partial z} (3\bar{h}_0^2 \sin \theta \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial z})] + \Lambda \cos \theta \end{aligned} \quad (20)$$

虛部壓力 \bar{p}_{22}

$$\frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_{22}}{\partial \theta}) + (\frac{D}{L})^2 \frac{\partial}{\partial z} (\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{p}_{22}}{\partial z}) = \sigma \sin \theta \quad (21)$$

4. 承載能力計算 (\bar{W}) 無因次的徑向力 \bar{W}_R 為：

$$\bar{W}_R = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n P_{i,j} \cos \theta_{i,j} \Delta \theta \Delta z \quad (22)$$

無因次的切向力 \bar{W}_T 為：

$$\bar{W}_T = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n P_{i,j} \sin \theta_{i,j} \Delta \theta \Delta z \quad (23)$$

$$\bar{W} = \sqrt{\bar{W}_R^2 + \bar{W}_T^2} \quad (24)$$

5. 偏位角 (ϕ)

$$\phi_0 = \tan^{-1} (\bar{W}_T / \bar{W}_R) \quad (25)$$

6. 軸承流量

$$\begin{aligned} q_x &= -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{h}{2} U \\ q_\theta &= -\frac{h^3}{12\mu R} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{h}{2} U \\ q_z &= -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \quad (26)$$

7. 摩擦功率 (F_τ)

$$\begin{aligned} \bar{\tau}_{i,j} &= \frac{\bar{p}_{i+1,j} - \bar{p}_{i,j}}{2\Delta \theta} \cdot \bar{h}_{i,j} + \frac{\Lambda}{6\bar{h}_{i,j}} \\ \bar{F}_\tau &= \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \left[\frac{\bar{p}_{i+1,j} - \bar{p}_{i,j}}{2\Delta \theta} \cdot \bar{h}_{i,j} + \frac{\Lambda}{6\bar{h}_{i,j}} \right] \Delta \theta \Delta z \end{aligned} \quad (27)$$

肆、分析結果

一、油腔數目之影響：

承載能力：圖 3 顯示：凹槽數 $n=4$ ，在高偏心率下承載能力遠大於 $n=5$ ， $n=6$ 與 $n=8$ ；表 1 顯示：不同寬徑比及轉速下，承載能力與余鴻鈞〔15〕比較誤差值小於 4.6 %。

流量：圖 4 顯示：凹槽數 (n) 增加，在高偏心率下流量增加。

摩擦力：圖 5 顯示：凹槽數 (n) 增加，在高偏心率下，摩擦力增加。

綜合以上所述，選用四個凹槽數之軸承是較有利的。

二、寬徑比之影響：

表 2 顯示：1. 寬徑比相同時轉速大，則偏心率愈大。

2. 寬徑比愈小或愈大時，轉速愈大時，偏心率無明顯變化。

三、周向油腔凹槽寬度之影響：

圖 6 顯示：由於動壓影響，凹槽寬度愈小且偏心率大，承載能力愈好。

圖 7 顯示：凹槽寬度愈大且偏心率大，則流量大。

圖 8 顯示：凹槽寬度愈小，偏心率大，則摩擦力大；與 Stout 與 Rowe〔2〕所提出減少油腔凹槽面積有利於動靜混壓軸承性能相符合。

四、油腔凹槽深度之影響：

圖 9、10 顯示：凹槽深度變小時，凹槽之靜壓效應變小，當小至一程度後完全轉變為動壓軸承，又凹槽深度大，靜壓效應明顯，當大至一程度後，壓力分佈會固定，油腔喪失了大部分的動壓效應。

圖 11 顯示：凹槽深度無論在任何偏心率下，其深度較小之承載能力大於深度高之承載能力，即淺腔之動壓效應使得承載能力大於深腔只有靜壓效應。

圖 12 顯示：凹槽深度大，偏心率又高下，流量增加。

五、轉速之影響：

圖 13 顯示：不同轉速、偏心率下，與承載能力之關係，當 $n=0$ rpm 時，油腔凹槽深度從 0.015 至 0.02 mm 之間為最大的承載力，而當 $n=1500$ rpm 時，淺腔具有高承載能力，隨凹槽深度愈大，承載力隨之降低。

圖 14 顯示：不同轉速、偏心率下，與流量之關係，當 $n=0$ rpm 或 $n=1500$ rpm 時，凹槽深度愈小，流量降低。

伍、結論

- 一、本研究基於固定的參數，探討軸承穩態特性，其性能包括壓力分佈、承載力、摩擦力、流量、偏位角。改變參數經由分析得到各種不同參數對軸承性能之影響，分析結果得到下列特點：
- (一) 油腔數目對於小尺寸之軸承設計最好的承載力是四腔軸承，寬徑比的選擇方面，可以採用寬徑比較大之軸承，但是一般選用 $L/D=1$ 之附近，有利於加工。
 - (二) 不同偏心下之軸承，結果顯示偏心率愈大軸承的承載能力愈大，但是摩擦力相對的也越大，此外偏心越大之軸承容易造成軸承與軸之接觸點蝕，並降低軸承之精度，所以在選擇軸承時必須以其需求，作為設計時的依據。
 - (三) 對於動靜壓混壓油膜軸承而言，在正確選擇結構參數的前提下，軸承間隙越小越好，它對軸承性能的優劣有決定性的影響。
 - (四) 速度參數 (Λ) 影響軸承性能關係非常大，軸承在低速度參數下，因為靜壓效應，所以腔越深時其承載力愈大，摩擦力愈小，反之當速度參數越高時，因為動壓效應的原因所以腔越淺時其承載能力愈大，不考慮表面粗糙度時，摩擦力愈小。因此建議在低速度參數下，凹槽深度盡量的加深，但是當在高速度參數下，凹槽越淺越好。
- 二、本研究只針對無節流器溝槽進油之動靜混壓油膜軸承穩態性能做分析，但是動態性能是不可忽略的一環，未來可以再繼續朝著動態性能作一完整分析。
- 三、本研究只探討了無節流溝槽進油油腔，利用相同的方法可以針對各種型態的動靜軸承設計、評量動靜軸承的性能，得以探討運轉特性。

陸、參考文獻

- 1.Box, M. J., "A New Method of Constrained Optimization And a Comparison With Other Method", Computer Journal, Vol. 8, 1963,.
- 2.Stout, K. J., and Rowe, W. B., "Externally Pressurized Bearings-Part
- 3:Design of Hydrostatic Bearings Including Tolerancing Procedures", Tribol.Int. 7(5), pp. 195-212, 1974.
- 3.Ghosh, M. K. and Majumdar, B. C., "Design of Multirecess Hydrostatic Oil Journal Bearings", Tribology International, April. 1980.
- 4.Majumdar, B. C. and Mukherjee, J. P., "Multi-Recess Hydrostatic Oil Journal Bearings with Cyclic Squeeze", Wear, 19, pp. 425-438, 1972.
- 5.O'Donoghue, J. P., Rowe, W. B. and Hooke, C. J., "Design of Hydrostatic Bearings Using an Operating Parameter", Wear, 14, pp. 355-362, 1969.
- 6.Oscar Pinkus and Lund, J. W., "Centrifugal Effects in Thrust Bearings and Seals Under Laminar Conditions", Trans of the ASME, Vol.103, pp.126-136, 1981.
- 7.Ghosh, M. K. and Majumdar, B.C., "Dynamic Stiffness and Damping Characteristics of Compensated Hydrostatic Thrust Bearings", Journal of Lubrication Technology, Vol.104, pp. 491-496, 1982.
- 8.Safar, Z. S., "Centrifugal Effects in Misaligned Hydrostatic Thrust Bearings, Journal of Lubrication Technology", Vol.105, pp621-624, 1983.
- 9.McLean, L. J. and Hahn, E. J., "Unbalance Behavior of Squeeze Film Damped Multi-Mass Flexible Rotor Bearing Systems", Vol.105, pp22-28, 1983.
- 10.Ghosh, M. K. and Viswanath, N. S., "Recess Volume Fluid Compressibility Effect on The Dynamic Characteristics of Multi-recess Hydrostatic Journal Bearings With Journal Rotation", Journal of Tribology, Vol. 109, pp. 417-426, 1987.
- 11.Ghosh, M. K., Majumdar, B. C. and Rao J.S., "Steady-State and Dynamic Behavior of Multi-Recess Hybrid Oil Journal Bearings", Journal Mechanical Engineering Science, Vol 21, No 5, pp. 345-351, 1979.
- 12.Ghosh, M. K., "Dynamic Characteristic of Multirecess Externally Pressurized Oil journal Bearing", Transaction of the ASME Vol 100, pp. 467-471, 1978,.
- 13.Guha, S. K., Ghosh, M. K. and Majumdar, B. C., "Rotordynamic Coefficients of Multirecess Hybrid Journal Bearings Part I . Wear, 129, pp.245-259, 1989.
- 14.Guha, S. K., Ghosh, M. K. and Majumdar, B. C., "Rotordynamic Coefficients of Multirecess Hybrid Journal Bearings Part II :Fluid Inertia Effect". Wear, 129, pp.261-272, 1989.
- 15.余鴻鈞, "流體動靜壓混和軸承及主軸", 河北科學技術出版社, 1993。

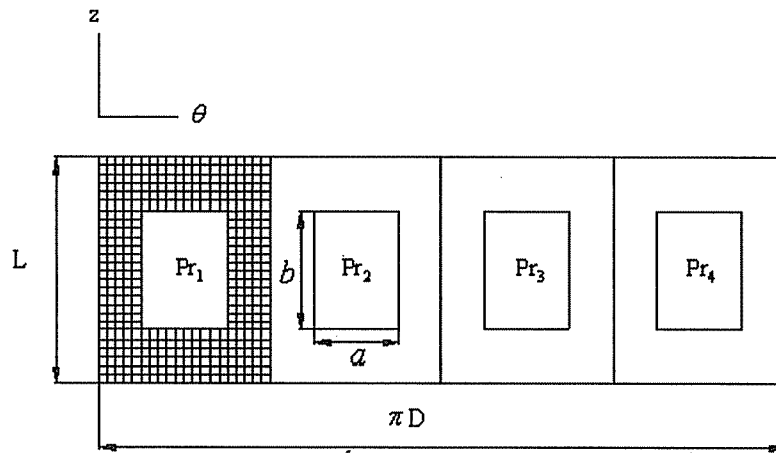


圖 1 軸承表面展開圖

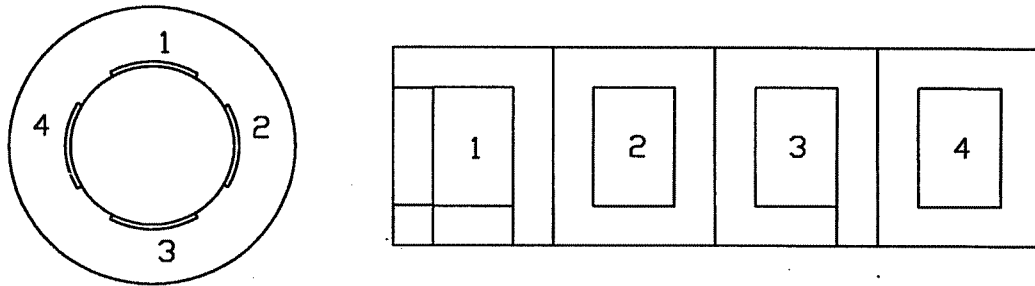


圖 2 無節流器，溝槽進油之軸承結構展開

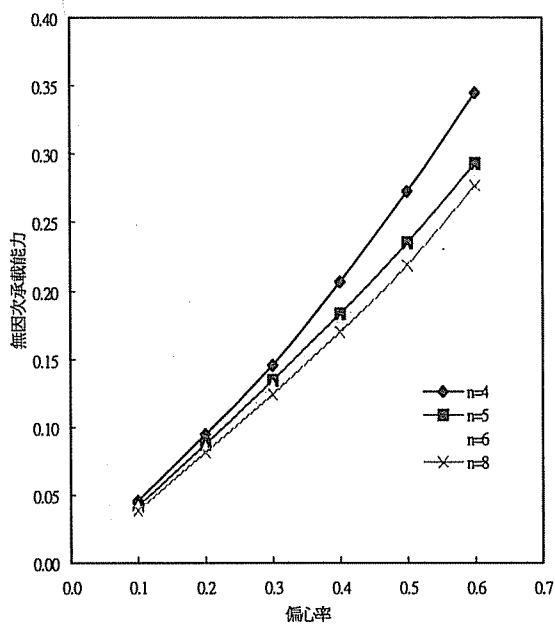


圖 3 溝槽進油，比較不同凹槽數目下，偏心率與承載能力的關係

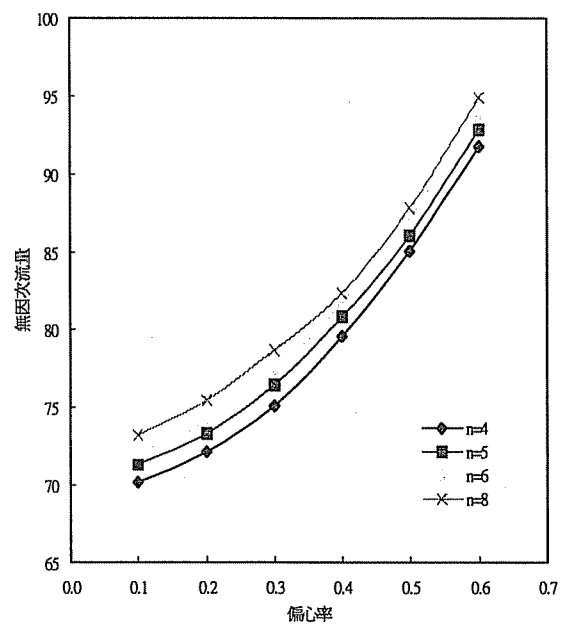


圖 4 溝槽進油，比較不同凹槽數目下，偏心率與流量的關係

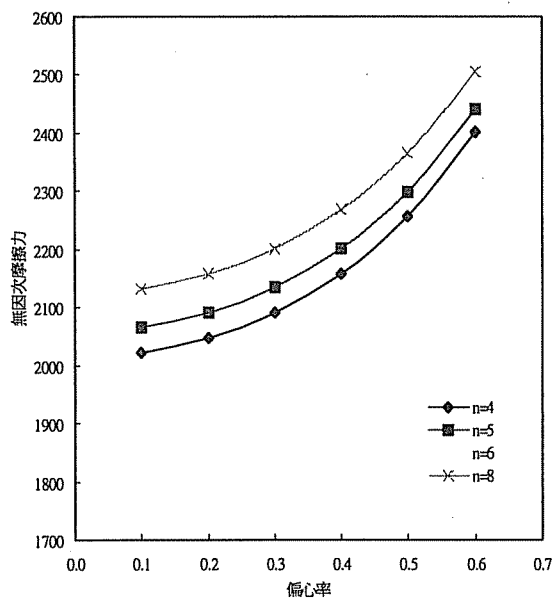


圖 5 溝槽進油，比較不同凹槽數目下，偏心率與摩擦力的關係

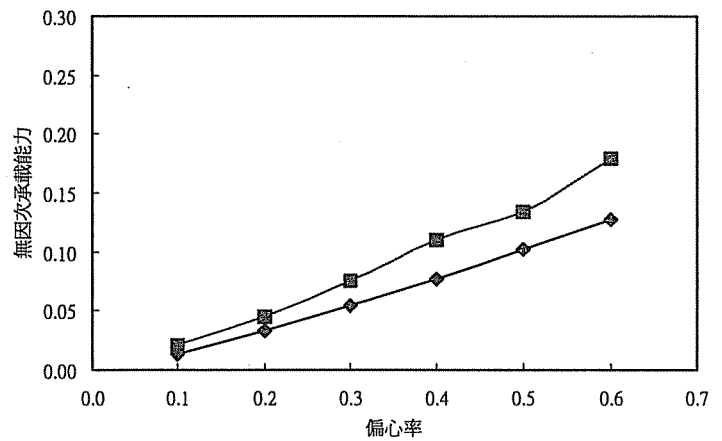


圖 6 溝槽進油，不同周向凹槽寬度下的承載能力

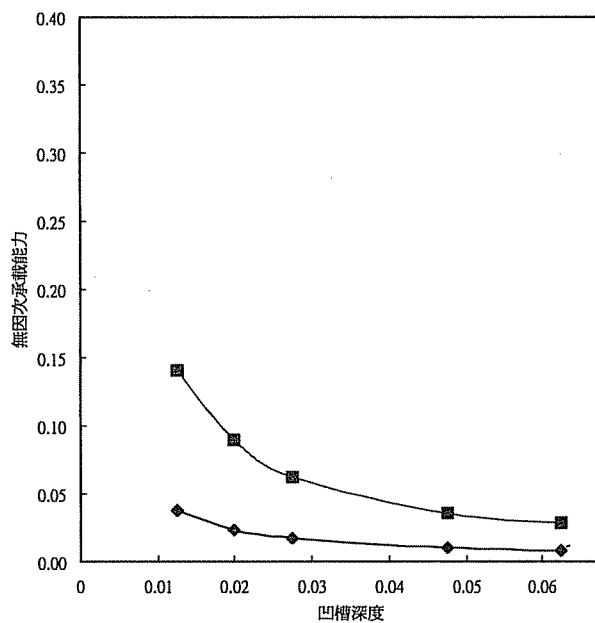


圖 7 溝槽進油，不同周向寬度下之流量

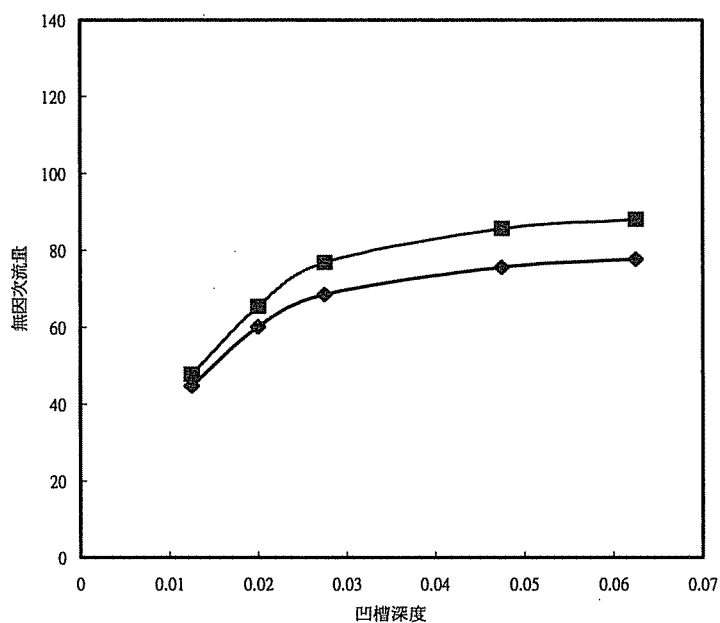


圖 8 溝槽進油，不同周向寬度下之摩擦力

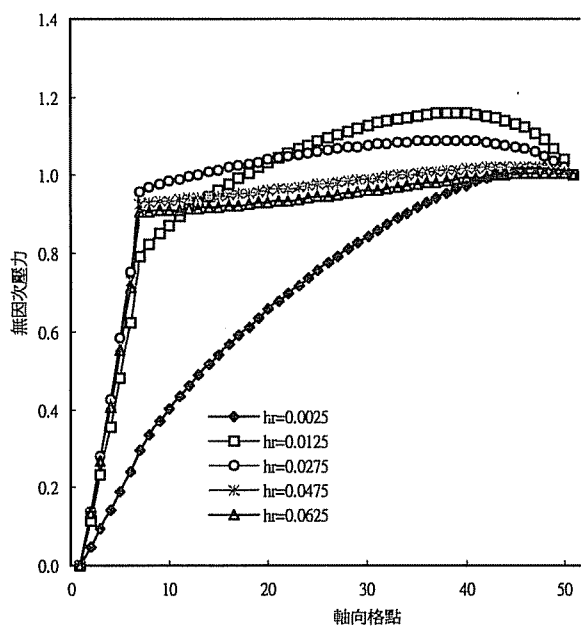


圖 9 溝槽進油，周向格點 32，比較不同凹槽深度下，壓力軸向分佈

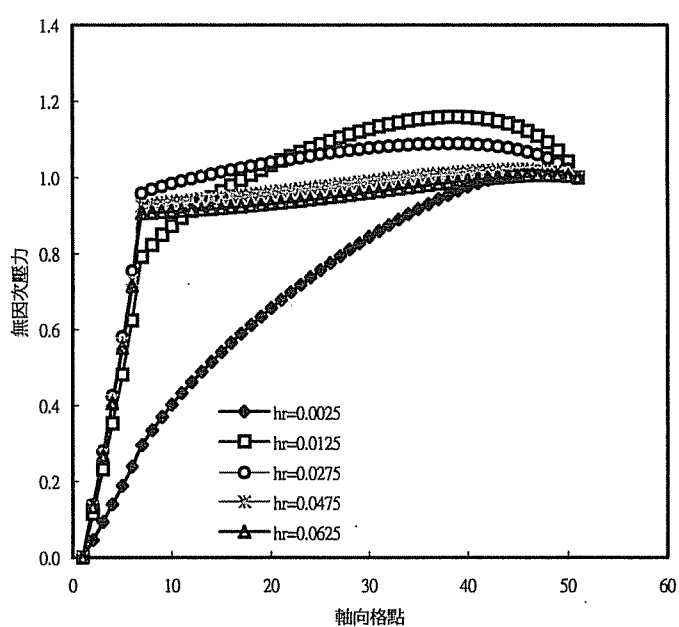


圖 10 溝槽進油，周向格點 104，比較不同凹槽深度下，壓力軸向分佈

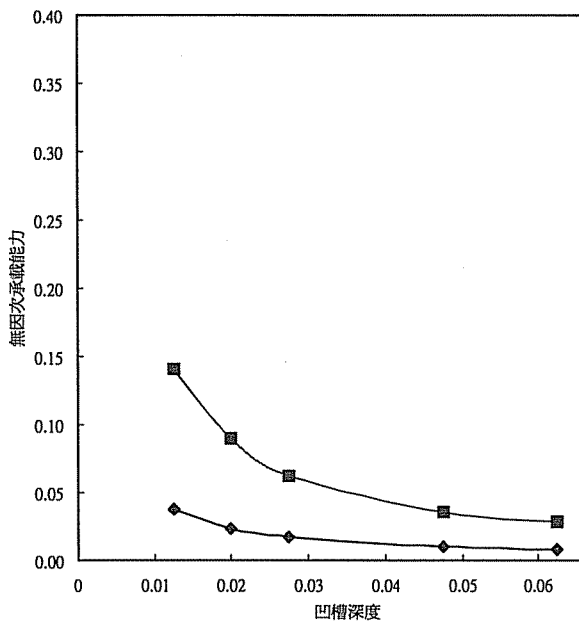


圖 11 溝槽進油，比較不同偏心率下，凹槽深度與承載能力的關係

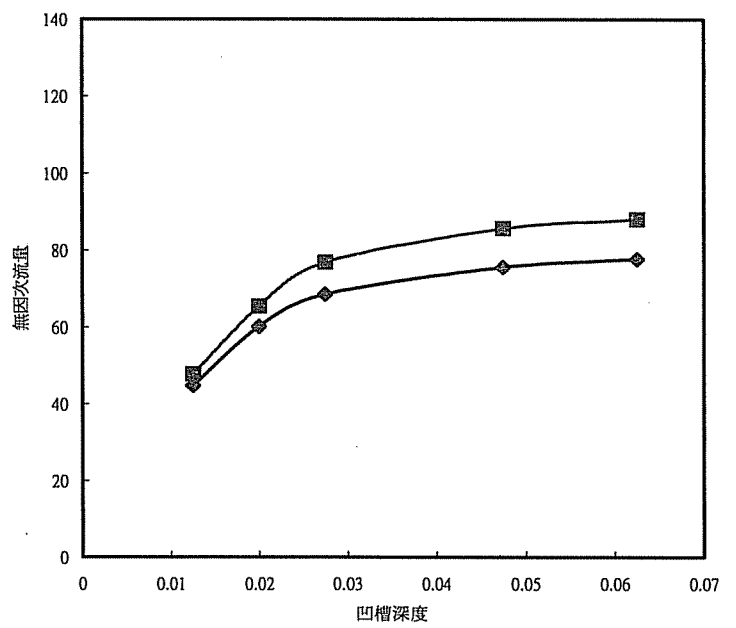
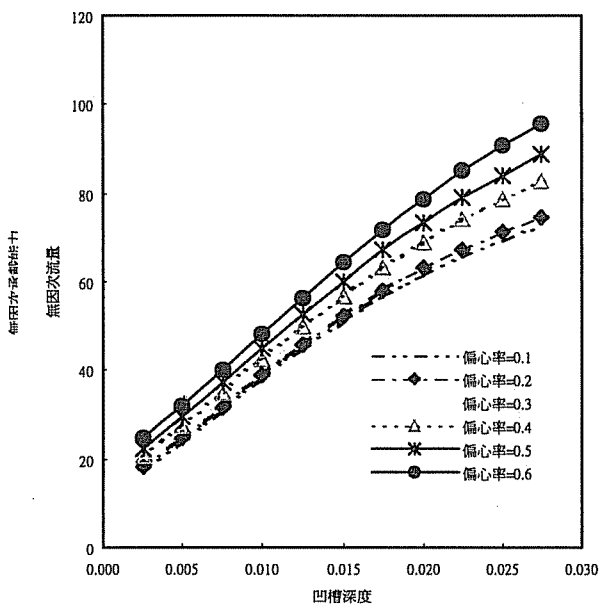
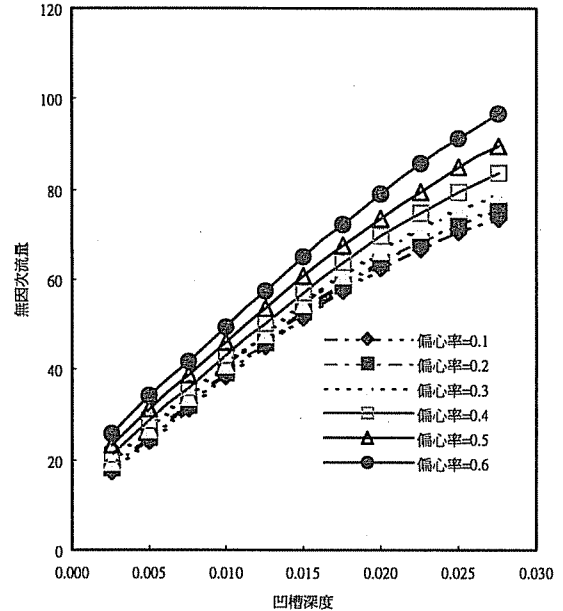


圖 12 溝槽進油，比較不同偏心率下，凹槽深度與流量的關係



(a) $N=0$ r/min



(b) $N=1500$ r/min

圖 13 溝槽進油，不同轉速下，凹槽深度與承載能力的關係

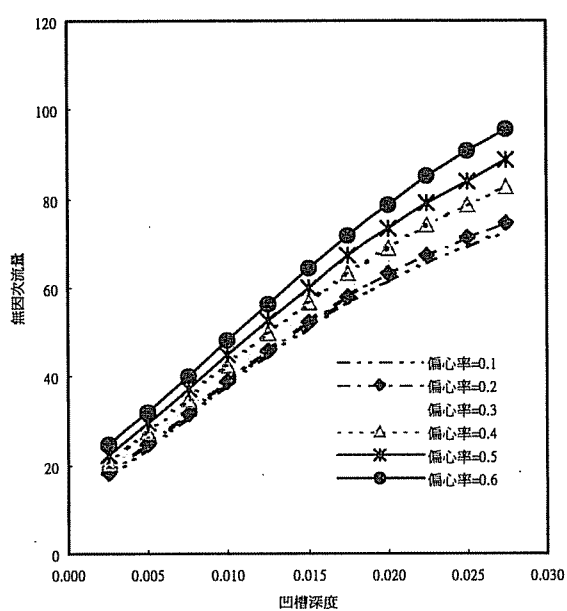
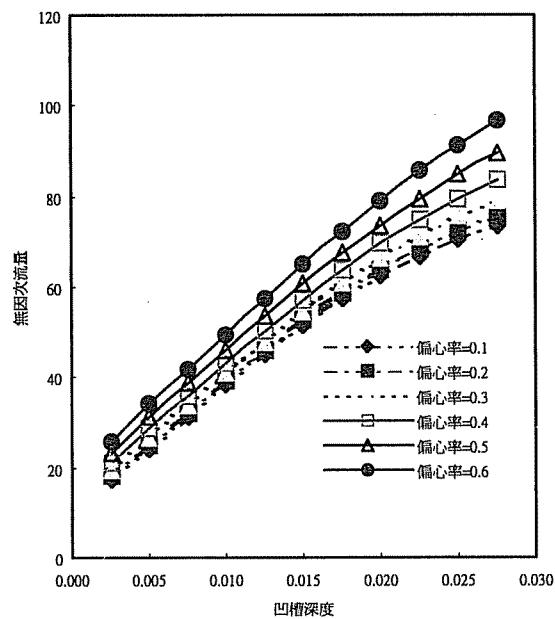
(a) $N=0$ r/min(b) $N=1500$ r/min

圖 14 溝槽進油，不同轉速下，凹槽深度與流量的關係

表 1 承載力計算結果與余鴻鈞[2]之比較

軸承直徑 (mm)	寬徑比 $\bar{B} = L/D$	轉速 (r/min)	余鴻鈞所作之 承載能力(N)	本研究結果之 承載能力(N)	誤差 (%)
$\phi 45$	0.93	1800	388.6	376.6	3.1
$\phi 50$	0.90	1500	458.8	455	0.83
$\phi 60$	1.00	2200	1589	1662	4.6

表 2 為不同寬徑比之承載力比值，以 $L/D=1$ 之承載力為 1 其他 L/D 在各種轉速下，承載力與 $L/D=1$ 同轉速下之承載力之比值

偏心率	轉速	$L/D=0.5$	$L/D=0.8$	$L/D=0.9$	$L/D=1.0$
0.1	0	0.536	0.83481	0.92093	1(33.56)
0.1	1500	0.43149	0.7702	0.88658	1(60.07)
0.1	1800	0.39834	0.74518	0.8736	1(69.52)
0.1	2200	0.3537	0.71951	0.80945	1(84.47)

偏心率	轉速	$L/D=0.5$	$L/D=0.8$	$L/D=0.9$	$L/D=1.0$
0.2	0	0.53558	0.8344	0.92054	1(67.91)
0.2	1500	0.4032	0.75665	0.8566	1(136.7)
0.2	1800	0.3644	0.72114	0.84669	1(160.45)
0.2	2200	0.32069	0.67616	0.76068	1(197.51)

偏心率	轉速	$L/D=0.5$	$L/D=0.8$	$L/D=0.9$	$L/D=1.0$
0.3	0	0.5356	0.83429	0.92069	1(102.33)
0.3	1500	0.38344	0.74152	0.87796	1(224.12)
0.3	1800	0.35528	0.69325	0.8437	1(256.98)
0.3	2200	0.31016	0.64872	0.72981	1(319.30)

偏心率	轉速	$L/D=0.5$	$L/D=0.8$	$L/D=0.9$	$L/D=1.0$
0.4	0	0.53551	0.83407	0.92043	1(136.14)
0.4	1500	0.37127	0.69364	0.8959	1(316.14)
0.4	1800	0.33996	0.72764	0.82716	1(366.2)
0.4	2200	0.26092	0.55635	0.62589	1(519.61)

偏心率	轉速	$L/D=0.5$	$L/D=0.8$	$L/D=0.9$	$L/D=1.0$
0.5	0	0.53575	0.83439	0.92046	1(168.5)
0.5	1500	0.35047	0.68702	0.83748	1(414.58)
0.5	1800	0.25779	0.58779	0.73607	1(532.68)
0.5	2200	0.26062	0.58716	0.66055	1(660.1)

偏心率	轉速	$L/D=0.5$	$L/D=0.8$	$L/D=0.9$	$L/D=1.0$
0.6	0	0.53623	0.83446	0.92057	1(198.67)
0.6	1500	0.30598	0.65571	0.81972	1(555.98)
0.6	1800	0.25779	0.58779	0.73607	1(713.77)
0.6	2200	0.24833	0.62421	0.70223	1(825.44)

轉速單位(r/min) 承載力單位(N)

符號說明

符 號	說 明
a, \bar{a}	凹槽周向長度, $\bar{a} = na / \pi D$
A	凹槽面積
b, \bar{b}	凹槽軸向長度, $\bar{b} = b / L$
$\bar{B} = \frac{L}{D}$	寬徑比
C	半徑間隙
C_f	摩擦係數
d_c	毛細管直徑
D	軸承直徑
e, ε	偏心率, $\varepsilon = e / C$
e_0, ε_0	穩態偏心率, $\varepsilon_0 = e_0 / C$
e_1, ε_1	擾動偏心率, $\varepsilon_1 = e_1 / C$
F_τ, \bar{F}_τ	摩擦力, $\bar{F}_\tau = \frac{F_\tau}{p_s LC}$
h, \bar{h}	薄膜厚度, $\bar{h} = h / C$
h_0, \bar{h}_0	穩態薄膜厚度, $\bar{h}_0 = h_0 / C$
h_r, \bar{h}_r	凹槽中間之薄膜厚度, $\bar{h}_r = h_r / C$
i	$(-1)^{1/2}$
l_c	毛細管長度
L	軸承長度
n	凹槽數目
p_s	供油壓力
p, \bar{p}	壓力 $\bar{p} = p / p_s$
p_0, \bar{p}_0	靜壓, $\bar{p}_0 = p_0 / p_s$
p_1, \bar{p}_1	動壓, $\bar{p}_1 = p_1 / p_s$
p_2, \bar{p}_2	動壓, $\bar{p}_2 = p_2 / p_s$
R	軸承半徑
t, τ	時間 $\tau = \omega t$
U	軸轉速
V_0, \bar{V}_0	凹槽體積, $\bar{V}_0 = V_0 / AC$
W, \bar{W}	承载力, $\bar{W} = \frac{W}{p_s LD}$

希臘字母

β	流體壓縮係數
θ	角度
θ_r	凹槽角度
ϕ_0	穩態之偏位角(姿態角)
ϕ_1	擾動之偏位角
μ	流體黏滯係數
ρ	流體密度
σ	擠壓參數或頻率參數
Ψ	凹槽頻率參數
ω	軸振動頻率
Ω	軸轉動之角速度
δ_c	毛細管參數 $\delta_c = 3\pi d_c^4 / 32C^3 l_c$
Λ	速度參數
γ	$\gamma = \bar{V}_0 \beta p_s$, 凹槽體積流體壓縮係數

Non-throttling and Recess Hybrid Journal Bearing

L. K. Yang, D. S. Chen, Y. P. Chang, Y. Kang, S .H. Chen

Abstract

The support of hybrid journal bearing lift when the shaft stop rotating, and produce fluid dynamic bearing when the shaft rotating. Hybrid journal bearing includes throttling and non-throttling. Non-throttling characteristic is that the inlet oil pressure equals to the supply oil pressure. Throttling will produce pressure drop because of drag, when fluid pass minimum area, then the throttling phenomenon follows .The study has addressed the steady state of non-throttling and recess hybrid journal bearing to discuss.

In this study, the Reynolds equation is solved by perturbation technique and finite difference method. In steady- state analysis, the load capacity, flow rate, friction parameter and attitude angle of different rate of width and diameter, different recess depth and different recess width are determined.

It is known that the speed parameter(Λ) may be an importance parameter, which include supply pressure, radius clearance, rotating speed and viscous coefficient. When the values of speed parameter is very small, static effects of bearing become large. Thus, for capillary-compensated journal bearings the load capacity becomes larger as the recess depth is larger. Oppositely, When speed parameter is large over a critical value, the dynamic effects increase then when the speed parameter is large enough the dynamic effect has been saturated. Thus, when the speed parameter is larger than this critical value, the load capacity is larger as the recess depth is smaller.

Keywords : hybrid journal bearing , recess , non-throttling , Reynolds equation , speed parameter