

行政院國家科學委員會專題研究計畫 成果報告

溝槽狀流體動壓軸承系統的動力特性模擬

計畫類別：個別型計畫

計畫編號：NSC92-2212-E-002-048-

執行期間：92年08月01日至93年12月31日

執行單位：國立臺灣大學機械工程學系暨研究所

計畫主持人：顏瑞和

計畫參與人員：陳建佑

報告類型：精簡報告

處理方式：本計畫可公開查詢

中 華 民 國 94 年 1 月 6 日

行政院國家科學委員會補助專題研究計畫成果報告

寬頻元素法應用於液動壓軸承之研究

計畫類別： 個別型計畫 整合型計畫

計畫編號：NSC 92-2212-E-002-048

執行期間： 92年 8月 1 日至 93年 7月 31日

計畫主持人：顏瑞和

共同主持人：

計畫參與人員：陳建佑

成果報告類型(依經費核定清單規定繳交)： 精簡報告 完整報告

本研究發表於中華民國力學學會第 28 屆力學會議，2004 年 12 月，台北

本成果報告包括以下應繳交之附件：

赴國外出差或研習心得報告一份

赴大陸地區出差或研習心得報告一份

出席國際學術會議心得報告及發表之論文各一份

國際合作研究計畫國外研究報告書一份

處理方式：除產學合作研究計畫、提升產業技術及人才培育研究計畫、列管計畫及下列情形者外，得立即公開查詢

涉及專利或其他智慧財產權， 一年 二年後可公開查詢

詢

執行單位：國立台灣大學機械工程學研究所

中 華 民 國 93年 12月 20日

可供推廣之研發成果資料表

可申請專利

可技術移轉

日期：93年12月

20日

國科會補助計畫	計畫名稱：含溝槽液體動壓頸軸承之動態分析 計畫主持人：顏瑞和 計畫編號： NSC 92-2212-E-002-048 學門領域：熱流
技術/創作名稱	含溝槽液體動壓頸軸承之動態分析
發明人/創作人	顏瑞和、陳建佑
技術說明	<p>本研究分析人字形溝槽之液體動壓頸軸承的動態特性。解雷諾方程式可得出人字形溝槽頸軸承的液膜壓力，與軸承承載，進而代入非線性運動方程式解出轉軸新的位置，可以更加了解軸承動態過程。運動方程式，經過迭代可求出轉軸的軌跡。由軌跡就可判斷轉軸是否達到穩態，或是與襯套接觸導致損壞，可作為動態穩定性分析的依據。此外對不同的初始穩定點加一突然外力，可判斷抗震的程度；並考慮質量偏心存在時對穩定性的影響。比較不同的溝槽參數，以作為設計溝槽最佳化的參考。</p> <p>關鍵詞：動態分析，人字形溝槽，液體動壓頸軸承，寬頻元素法</p>

	<p>The objective of the study is to investigate dynamic characteristics of grooved journal bearing. The hydrodynamic forces are obtained from the bearing pressure distribution, which is solved from Reynolds equation at each position. The spectral element method is applied to increase the accuracy at the grooved boundary. The trajectories are computed from nonlinear equation of motion analysis, including impulse force and mass unbalance. The stability characteristics of journal bearing system are observed from trajectory and fluid film forces for various geometry parameters, such as groove angle, groove depth ratio, and length-to-diameter ratio. Results show the optimum parameters based on the stability and impulsive force. The effect of mass unbalance will increase the possibility of whirling motion, which is the instability factor of dynamic performance in journal bearing system.</p> <p>Key Words : hydrodynamic grooved bearing, stability, spectral element method, dynamic analysis, mass unbalance</p>
<p>可利用之產業 及 可開發之產品</p>	<p>軸承設計製造， 可設計開發出高性能、低噪音的軸承</p>
<p>技術特點</p>	<p>可以針對軸承受受到撞擊、偏心、外力作用下進行性能分析，這些資料對設計來說是非常寶貴的。</p>
<p>推廣及運用的價值</p>	<p>可以運用到光電產品（如光碟、硬碟、風扇）上需高性能低噪音的馬達轉軸上</p>

1. 每項研發成果請填寫一式二份，一份隨成果報告送繳本會，一份送 貴單位研發成果推廣單位（如技術移轉中心）。
2. 本項研發成果若尚未申請專利，請勿揭露可申請專利之主要內容。
3. 本表若不敷使用，請自行影印使用。

含溝槽液體動壓頸軸承之動態分析

陳建佑 顏瑞和

國立台灣大學機械工程學研究所

摘要

本研究分析人字形溝槽之液體動壓頸軸承的動態特性。解雷諾方程式可得出人字形溝槽頸軸承的液膜壓力，與軸承承載，進而代入非線性運動方程式解出轉軸新的位置，可以更加了解軸承動態過程。運動方程式，經過迭代可求出轉軸的軌跡。由軌跡就可判斷轉軸是否達到穩態，或是與襯套接觸導致損壞，可作為動態穩定性分析的依據。此外對不同的初始穩定點加一突然外力，可判斷抗震的程度；並考慮質量偏心存在時對穩定性的影響。比較不同的溝槽參數，以作為設計溝槽最佳化的參考。

關鍵詞：動態分析，人字形溝槽，液體動壓頸軸承，寬頻元素法

一、前言

1.1 研究背景與目的

隨著科技日新月異的發展，以改良小型主軸馬達表現的液體動壓軸承技術就顯得相當重要。硬碟機液態軸承利用黏性液體在襯套與軸承間產生潤滑作用，以避免轉動時的碰撞及磨耗，除了可以降低硬碟機運轉所產生的噪音外，也可以讓溫度減少至最低；油膜也能吸收震動，提高硬碟的抗震能力，保護軸承表面，也提高了硬碟的使用壽命和可靠性；而使用液態軸承的光碟機，碟片轉動時所產生的偏擺值，遠小於含油軸承之光碟機，提高了光碟機讀取的精確度。因此，液體動壓軸承是資訊產業的重要發展技術。

然而，不適當的設計仍會使液體動壓軸承轉動時，轉軸接觸襯套而使其磨損。隨著時間的改變，軸承系統之動態性質也會跟著改變，特別是動態承載，故造成了

軸承軌跡的不確定性。當軌跡位移量突然的變大，會導致位移產生的力對系統造成影響，進而有可能轉軸接觸襯套，減少機器的壽命。本研究的目的是以數值模擬方法解主導液體的潤滑方程式，由軸承之運動方程式解出其運動軌跡，建立一個隨時間變化的系統，判斷穩定性，並具有良好的可靠度與效率。

1.2 文獻回顧

在動態分析方面，1980年Lund用線性理論(linear theory)探討了液態頸軸承的剛性係數與阻尼係數作為判斷軸承穩定性的指標。線性理論是假設軸承受到微小擾動後，利用級數展開求得剛性係數與阻尼係數，由係數近似軸承遭擾動後所產生的液膜承載。其一階近似的方法，使得分析軸承運動的方式簡化為線性微分方程式。近來所有探討軸承穩定性的研究大多以此為基礎。但其穩定性判斷的研究，並不考慮隨轉軸時間變化而繞著襯套轉動的情形，僅分析了穩態的狀況及其動態係數，對於隨時間變化的軸承動態承載，均無著墨，且並不適合作軸承大範圍運動的分析。在1971年Akers提到了線性理論只能應用於軸承的微小擾動作分析，若擾動較大則不適用，需用非線性動態方程式探討。1992年Choy等人[1]檢驗了非線性效應與線性效應的比較，發現了較高的偏心距會增加非線性的效應，[2]也提到由於線性理論是以軸承的4個剛性係數與4個阻尼係數估計液膜對軸承的作用力，在實驗方面發現線性理論應用於較大偏心比的轉動會有較大的誤差。這也表示出線性理論的不適用性，欲深入研究軸承軌跡，非線性動態方程式才是適當準確的理論。

1.3 研究方法

本研究以寬頻元素法對軸承溝岸交接處的邊界流量守恆作處理，顯示出在液膜不連續面上較其他數值方法處理的優點。另一方面，對於流場溝岸交界處急遽的壓力變化，也不需增加網格數目來達到數值的收斂，因此在計算效率上相當經濟。求得壓力之後，由非線性運動方程式求得軸承之動態特性，並探討突然的外力對軸承運動造成的影響，完整的分析軸承動態軌跡與穩定性。

二、統御方程式與原理

2.1 統御方程式

決定液體動壓軸承在液膜潤滑流場中的壓力分布，此方程式為雷諾方程式，本文省略其推導。本文對一般工程上最常用的頸軸承，平滑轉軸加溝槽襯套 (plain journal bearing with grooved sleeve, PJGS) 作分析。此模式即是在流體動壓軸承的襯套上建立溝槽。

如圖 1 所示，以下標 j 、 b 分別表示轉軸與襯套，假定轉軸以 ω_j 的角速度旋轉，襯套則固定不動，轉軸半徑為 r_j ，液膜厚度為 h ，而由於液膜的厚度遠小於軸承的半徑，因此液膜的曲率可以忽略不計。屬於轉軸的上表面是以 r_j 的切線速度向 x 方向移動。

一般的液體動壓軸承流場可由下列假設加以簡化：層流運動、潤滑液為牛頓流體、等溫流場、不可壓縮流、潤滑液黏性係數為常數、流體與接觸面間無滑移現象、流體的慣性力、重力以及 x 、 z 方向的黏性剪力，均甚小於流體 y 方向之黏性剪力，因此不予考慮。

假設轉軸與襯套的軸心完全對準 (well-alignment)， c 為偏心距為 0 時之液膜厚度，設 c_g 為溝槽深度，則頸軸承流場中沿著圓周方向變化之液膜厚度的表示式為

$$\begin{aligned} \text{在軸岸時, } h &= c(1 + \varepsilon \cos \phi) \\ \text{在溝槽時, } h &= (c + c_g)(1 + \varepsilon \cos \phi) \end{aligned} \quad (1)$$

ε 稱為偏心比，為偏心距 e 與間隙 c 的比值。由軸承圓周方向作展開，則統御方程式為

$$\frac{1}{r_j^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left[\frac{h^3}{12\mu_0} \frac{\partial p}{\partial \Theta} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{h^3}{12\mu_0} \frac{\partial p}{\partial y} \right] = \frac{\omega_j}{2} \frac{\partial h}{\partial \phi} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2)$$

邊界條件：

將流場計算範圍展開成一有 2 週期的平面。因此壓力場必須滿足在圓周方向週期性連續的條件：

$$p(\phi, y) = p(\phi + 2\pi, y) \quad (3)$$

而軸承軸向的邊界條件部分，將軸長 b 的一半定義在 $y=0$ 的軸線上，因此：

$$P_{y=\pm b/2} = P_a \quad (4)$$

P_a 是指參考壓力或大氣壓力。

另外，求得的壓力若低於計算液體的汽蝕壓力 (cavitation pressure) 時，本文由 half-Sommerfeld 壓力解來處理：

$$p = P_{cavitation} \quad \text{or} \quad p = 0 \quad (5)$$

由上述之邊界條件與統御方程式，即可求得液膜的壓力分布。由液膜壓力分布進一步可計算液膜對軸承之負載。

$$F_r = - \int_A p r_j \cos \phi dy d\phi \quad (6)$$

$$F_t = \int_A p r_j \sin \phi dy d\phi \quad (7)$$

再將其連心線之合力座標轉換為固定地面座標之合力，可得：

$$F_x = -F_r \cos \Phi - F_t \sin \Phi \quad (8)$$

$$F_y = -F_r \sin \Phi + F_t \cos \Phi \quad (9)$$

2.2 非線性動態方程式與軌跡分析

在頸軸承轉動達穩態之前，轉軸作自轉之外，還會繞襯套公轉的現象，或稱為迴繞轉動 (whirling) 的不穩定轉動，因此系統的動態分析就應考慮非線性運動方程式：

$$m \ddot{x} = F_x + F_{ex} + W_x + m e_u \omega_b^2 \cos(\omega_b t) \quad (10)$$

$$m \ddot{y} = F_y + F_{ey} + m e_u \omega_b^2 \sin(\omega_b t) \quad (11)$$

其中 F_x 、 F_y 為液膜對軸承造成的作用力； F_{ex} 、 F_{ey} 為 x 、 y 方向軸承所受的外力； e_u 代表轉軸質量的偏心距離。運動方程式的計算，是以 Adams-Moulton 法計算出新的位置，經過迭代可求出轉軸的軌跡。即可作為判斷動態穩定性分析的依據。若軸承的軌跡隨著時間增加，而使得軸承接觸襯套，則為不穩定的軌跡。

三、方法討論

考慮平滑無溝槽的頸軸承，其外型及操作條件與[3]相同。將軸承置於與[3]中相同之初始位置 $\varepsilon_0=0.75$ 、 $\omega_0=90$ 度，觀察其運動之情形。如圖 2 可看出當軸承開始轉動時，軸承受重力影響故向下移動，當偏心比增大使得液膜作用力主導軸承運動時，開始類似迴繞運動的軌跡。當軸承轉至重力與液膜合力相當之處，軌跡逐漸趨向一點，位移趨近於零。

此外，將初始偏心比以及初始位置作調整，觀察其穩定位置。調整為 $\varepsilon_0=0.3$ 之後，如圖 2 可發現雖然初始位置不同，但軸承的軌跡還是趨向於相同的穩定點，並不會影響其最後的穩定位置。此結果與[3]的論點也相同，即操作參數相同之下，任何初始位置都可達相同穩定點。

另一方面，[3]也提到在計算軸承軌跡時，要注意轉軸的突然啟動，會導致流場的壓力急遽改變；改善的方式應為將轉軸由靜止開始啟動，才貼近真實情況。本研究使用的程式，也顯示出轉軸急遽轉動而發生接觸襯套的情形。如圖 3 所示，將軸承初始條件分別設為 $\varepsilon_0=0.4$ ， $\omega_0=-135$ 度、 $\omega_0=500$ rad/s，可看出偏心比差距不大的情況之下，轉軸軌跡的差異； $\varepsilon_0=0.4$ 之轉軸之軌跡需要較長的時間才能趨於平衡。接著將轉軸偏心距離加大，當 $\varepsilon_0=0.4005$ 時，軸承開始作大範圍的迴繞運動，並且轉軸發生碰觸襯套的情形。故本研究顯示出操作參數相同之下，任何初始位置都可達相同穩定點的論點，需要轉軸在適當的啟動速度才可達成。

四、動態分析與應用

在分析動態穩定性的方法中，最常使用的方法，便是將軸承自襯套中心釋放；也常有研究使用突然施加的外力，觀察軸承因外力所對應的軌跡，由此判斷穩定性[2]。

判斷軸承的動態穩定性，分為軌跡與軸承受力兩部分共同討論：在相同的擾動之下，若能在較短時間內恢復至平衡點，則此軸承具有較佳的穩定性。切線力是促使轉軸繞著軸承襯套中心公轉(whirl

rotation)的主要原因，影響轉軸偏離平衡位置[4]。

對穩定性分析的實例液體動壓軸承如[3]加上溝槽，以下分析僅對討論的參數作變化，其餘參數不變。

4.1 位置穩定性分析

溝槽角度

圖 5 為軸承的溝槽角度變化對軌跡的影響。結果顯示角度 $\alpha=20$ 度時，需要最大的偏心距離才能使軸承返回平衡點方向；當溝槽角度逐漸增加，軸承在重力方向需要的距離也隨著減少，但同時橫向力也跟著增加， $\alpha=80$ 度時其橫向力比其他角度振幅與擺盪明顯要大。綜合重力方向與橫向的偏心距離對溝槽角度變化的影響，可知溝槽角度於 $\alpha=40$ 度時有較佳的穩定度。

軸承長寬比

圖 6 是顯示軸承的軸承長寬比(長度/直徑= b/D)的變化對軌跡的影響。從圖可知較小的軸承長寬比，軸承僅須較少的偏心距離即可達平衡點，對穩定性提昇有明顯的幫助。原因是直徑增加，使受力的面積增加，故液膜合力增加所造成的。隨著軸長的增加，意味著穩定度下降，即當轉軸受到一個小擾動時，愈容易偏離靜態位置。此結果也與無限長軸模式的靜態分析理論結果相符，即無限長軸較不穩定，故軸承長寬比不可設計過大。由以上的分析，我們選擇長度/直徑的比例為 1.0 時，為最佳的軸承長寬比。

溝槽深度

圖 7 顯示軸承的溝槽深度參數變化對軌跡的影響。從圖顯示溝槽的深度增加，使趨於穩定的偏心距離增加，軸承的負載能力降低，提昇了軸承的不穩定性；但較低的溝槽深度液膜承載較大，也增加了抵消重力之後返回平衡點的距離。故考慮穩定性與偏心距離的情況之下，取溝槽深度比為 1 時，是為最佳的溝槽設計深度。

溝槽寬度

圖 8 顯示軸承的溝槽寬度參數變化對穩定性的影響。溝槽寬度的增加會降低軸承的負載，使液膜需較大的偏心距產生

抵消重力的合力；而從圖 5-8 中可知，橫向力隨溝岸寬度比的增加而增加。在負載與穩定性的考量之下，以溝槽寬度比為 0.5 時，為最佳的溝槽設計寬度。

以上討論分別對溝槽及軸承的幾何形狀參數進行了最佳化分析。在溝槽的幾何形狀方面：模擬了溝槽的角度、深度與寬度；軸承幾何形狀方面：模擬了軸承的對稱性以及長度與直徑的比值。表 1 為 Zirkelback and Andres (1998)[5]以有限元素法以及 Junmei 等 (2002)[6]以有限差分法模擬人字形溝槽所作之最佳化參數，兩者結果與本篇研究結果十分相近。本文的軌跡穩定性分析可使液態動壓軸承設計者更加能了解運轉時的軌跡與穩定性。

4.2 突加外力穩定性分析

考慮軸承穩定運轉時，系統突然受到外力撞擊的影響，這同時也是日常生活中常見的情況。觀察軸承因外力所對應的軌跡，由此判斷穩定性。對軸承施力於重力方向，施力為：

$$F_{ex} = 5W \times e^{-5 \times 10^5 (t - 0.006)^2}$$

溝槽角度

圖 9 為軸承的溝槽角度變化對外擾動的軌跡影響。結果顯示切線力如圖 10 所示，在溝槽角度較小時，相差不多。當溝槽角度增為 $\alpha=80$ 度時，轉軸所受之切線力變化最大；將返回平衡點之前，切線力又變為溝槽角度中最小者。此結果雖與靜態分析中平衡點之姿態角較小時，較為穩定，切線力較小的結果一致[19]，但在 $\alpha=80$ 度轉軸受力過程中，其姿態角並沒有其他溝槽角度大，卻有最大切線力，這也是靜態分析所無法得知的資訊。而之前的最佳設計角度 $\alpha=40$ 度時，對外力的擾動，雖不如 $\alpha=80$ 度時很快回到平衡點，但比其他的溝槽角度，表現較佳。因此考慮切線力與軌跡的結果，選擇溝槽角度 $\alpha=40$ 度時，為最佳的抗震設計角度。

軸承長寬比

圖 11 為軸承長寬比變化對外擾動的影響。當軸承長寬比為 0.5 時，因為受力面積較小的關係，使得移動的距離比長寬比較大的軸承多。但同時也可發現在軸承長寬比為 1.75 跟 2，由於其受力面積更

小，軸承移動的距離更多，兩者軸承均已接觸襯套。故選擇軸承長寬比為 1 時，為最佳的抗震設計角度。

溝槽深度

由圖 12 可明顯看出溝槽深度對外擾動的軌跡變化，可分為受外力影響向下移動，及液膜合力抵抗，外力消失而返回平衡點。在溝槽較淺時，可從圖 13 看出切線力明顯較溝槽較深的軸承大，故向下移動時同時也向切線方向移動了許多；當液膜合力抵抗之後，切線力並無法立刻消去，返回平衡點的軌跡也較大。故最佳的抗震溝槽深度比為

$$c_g / c = 1.4。$$

溝槽寬度

圖 14 為溝槽寬度對外擾動的軌跡變化。當溝槽較寬時，會降低軸承的承載能力，故需要較大的偏心比，才能使軸承達到足夠承載。也因此向下移動的軌跡較大，液膜產生了足夠的承載抵消重力，才能使軸承往平衡點方向移動。而溝槽較窄時，也可觀察到往上移動的軌跡大於溝槽寬度較寬時往上的軌跡；如圖 15 可看出因為液膜切線力較大，故往上的軌跡需要較多，才能使液膜合力回到平衡時之力。故考慮切線力與返回平衡點軌跡，以溝槽寬度比為 0.8 對抗震最佳。

4.3 人字形溝槽之質量偏心效應

質量偏心= 10^{-2} %轉軸質量

由圖 16 可看出轉軸因為位置擾動而移動的軌跡圖。轉軸為了抵消重力，開始作迴繞運動，最後軸承與襯套接觸，表示太大的質量偏心會影響軸承的穩定性。作迴繞運動時，偏心比不斷的增加。由軌跡分析可知偏心距離過大，對軸承的穩定性有不良的影響。

質量偏心= 10^{-3} %轉軸質量

本例子中將質量偏心略微減少，由圖 17 明顯的看出即使在穩態，轉軸仍是作迴繞運動，其週期與轉軸的轉速有關係；在此例子的轉速為 500 rad/s，故在 0.05 秒內轉軸應旋轉了

$$\frac{500}{2\pi} \cdot 0.05 = 3.978 \text{ 圈}$$

質量偏心= 10^{-4} %轉軸質量

當質量偏心極小的時候，由圖 18 可看出轉軸會作範圍較小的迴繞運動。些微的質量偏心在機械製造中是常見的，而此結果也跟實際上已知轉軸均會有些微的迴繞運動相符合。

對之前所提造成公轉的切線力作比較，由圖 19 可知，迴繞運動的兩質量偏心例子，迴繞的範圍越大，則切線力隨之增加，可見切線力確實與迴繞運動關係密切；此外作用力週期與轉軸圈數相同，在 [13] 中亦有相同結果。

五、結論與建議

本研究發展出一套解主導軸承液膜流場之潤滑方程式的軟體，可用來分析含有溝槽的頸軸承動態軌跡，以非線性方程式分析液體動壓軸承動態分析，比線性理論更能深入研究軌跡與液膜作用力。

對不同的轉軸參數作比較；並模擬運轉穩定時突遭外力作用，以及轉軸含質量偏心對軌跡的影響。經由程式驗證與實例應用，得到如下的結論：

1. 轉軸突啟動可能發生接觸襯套的問題。轉軸在適當的啟動速度，可使任何初始位置都可達相同穩定點。
2. 含魚尾狀溝槽之頸軸承穩定性最佳化分析結果為：
溝槽角度 40 度，軸承長寬比 1，
溝槽深度比 1，溝槽寬度比 0.5。
3. 含魚尾狀溝槽之頸軸承的抗震最佳化分析結果為：
溝槽角度 40，軸承長寬比 1，
溝槽深度比 1.4，溝槽寬度比 0.8。
4. 質量偏心會導致軸承繞迴繞運動，而太大的質量偏心會使軸承接觸襯套。

六、誌謝

本研究承蒙行政院國科會 計畫編號 NSC 92-2212-E-002-048 支持研究經費，特此致謝。

六、參考文獻

1. F.K. Choy, M.J. Braun, and Y.Hu, "Nonlinear Transient and Frequency Response Analysis of a Hydrodynamic Journal Bearing," ASME

Journal of Tribology, Vol.114, 1992, pp.448~454

2. A.K. Tieu and Z.L. Qiu, "Stability of Finite Journal Bearings—from Linear and Nonlinear Bearing Forces," Tribology Transactions, Vol. 38, 1995, pp.627~635
3. X.K. Li, D.R.H. Gwynllwy, A.R. Davies, and T.N. Phillips, "Three Dimensional Effects in Dynamically Loaded Journal Bearings," International Journal For Numerical Methods in Fluids, vol. 29, pp. 311~341, 1999
4. D. Fuller, "Theory and Practice of Lubrication for Engineers," Wiley, 1984
5. N.Zirkelback and L. San Andres, "Finite Element Analysis of Herringbone Groove Journal Bearings: A Parametric Study," ASME Journal of Tribology, Vol. 120, 1998, pp.234-240.
6. Wan Junmei, T.S. Lee, C. Shu, and Wu Jiankang, "A Numerical Study of Cavitation Foot-Prints in Liquid Lubricated Asymmetrical Herringbone Grooved Journal Bearings," Int. J. Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, Vol.12 No 5, 2002, pp.518 ~540.

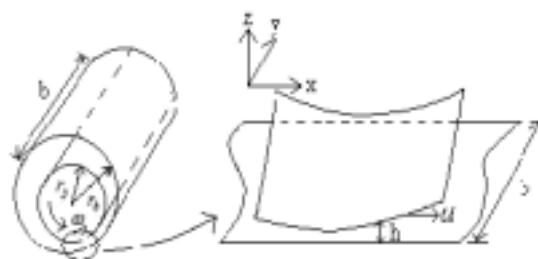


圖 1 頸軸承之潤滑模式

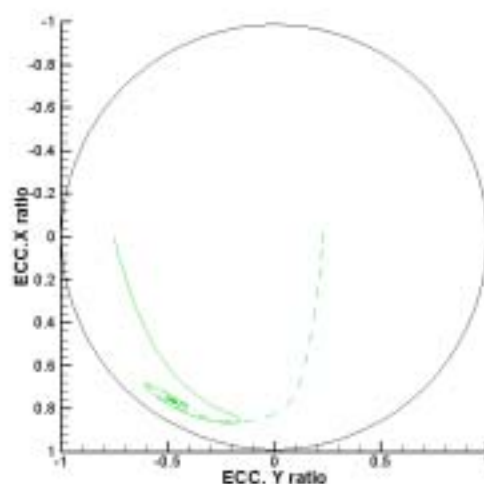


圖 2 不同初始位置與穩定位置的關係

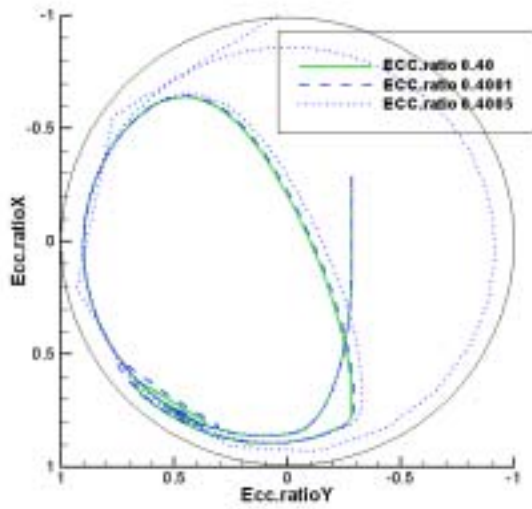


圖 3 轉軸突然啟動對軌跡的影響

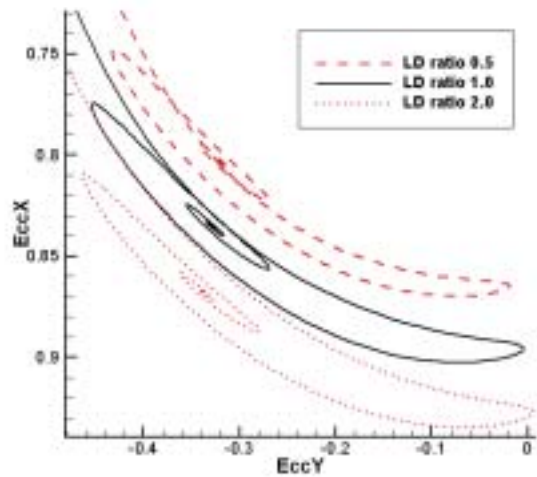


圖 6 軸承長寬比對穩定性的影響

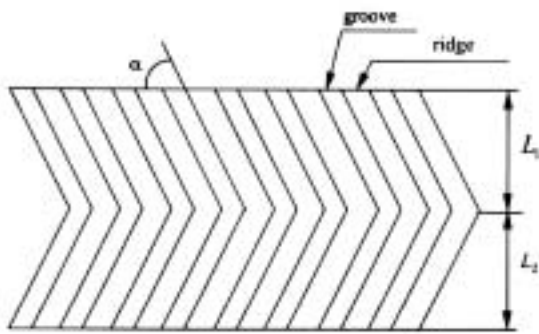


圖 4 人字形溝槽外型(沿圓周方向展開)

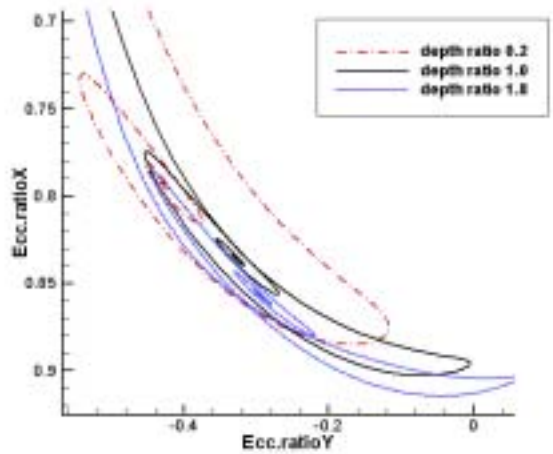


圖 7 溝槽深度比對穩定性的影響

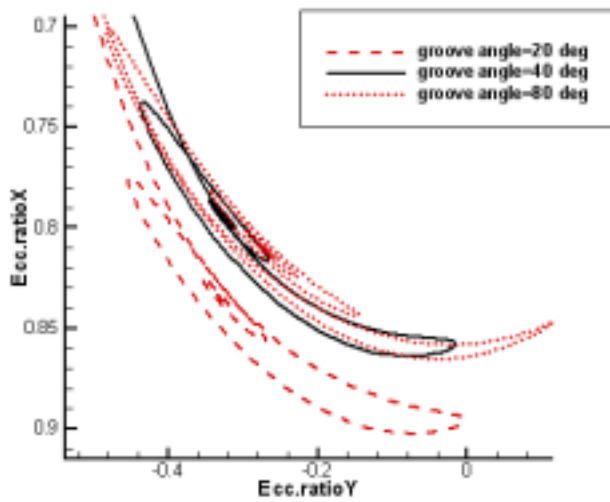


圖 5 溝槽角度對穩定性的影響

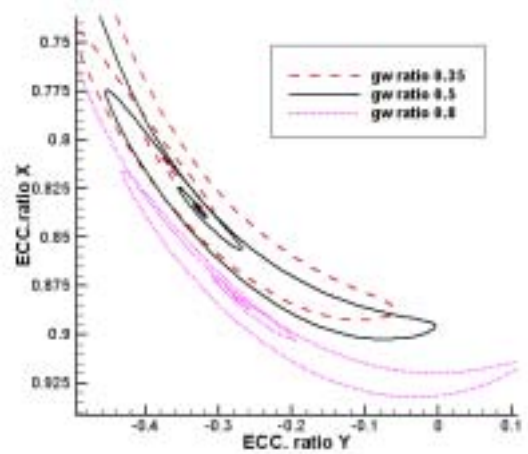


圖 8 溝槽寬度比對穩定性的影響

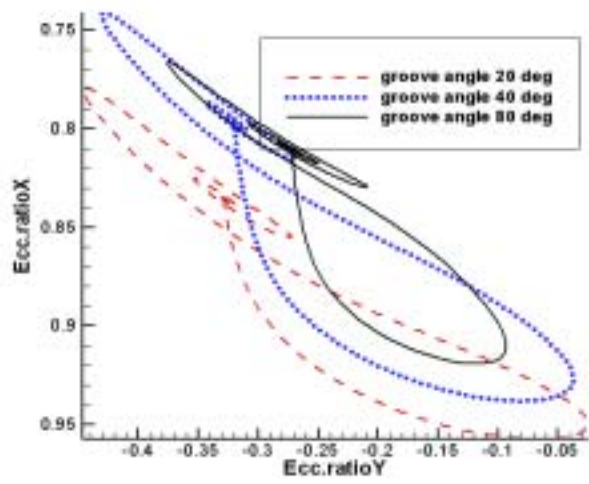


圖 9 溝槽角度對外力穩定性的影響

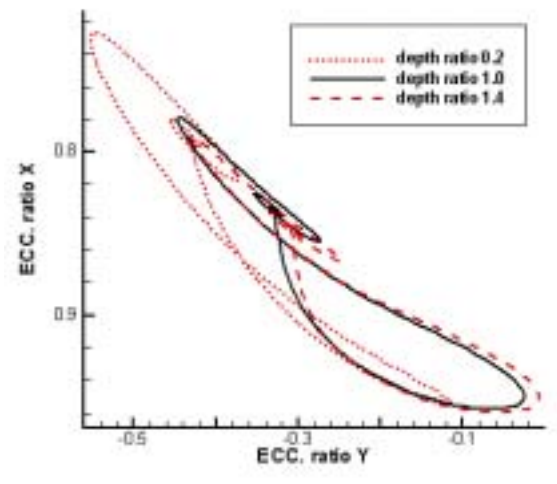


圖 12 軸承深度比對外力穩定性的影響

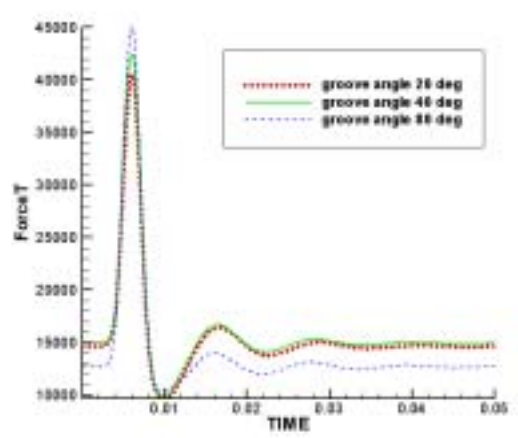


圖 10 溝槽角度對切線力的影響

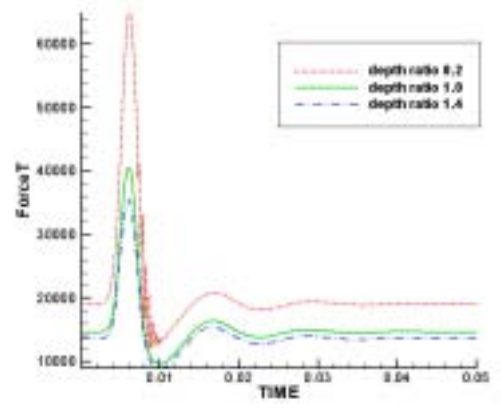


圖 13 軸承深度比對外力穩定性切線力的影響

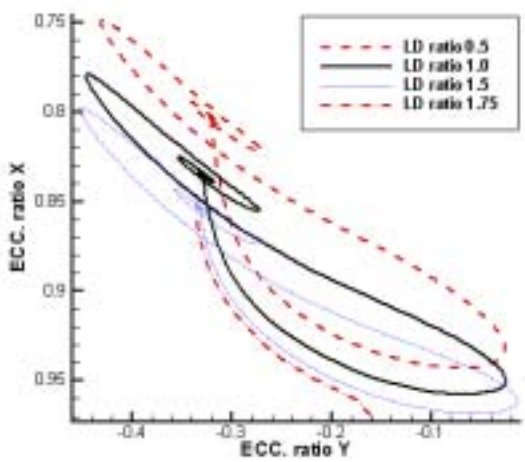


圖 11 軸承長寬比對外力穩定性的影響

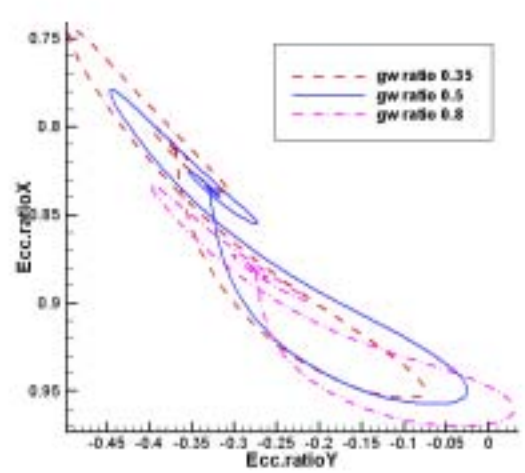


圖 14 溝槽長寬比對外力穩定性的影響

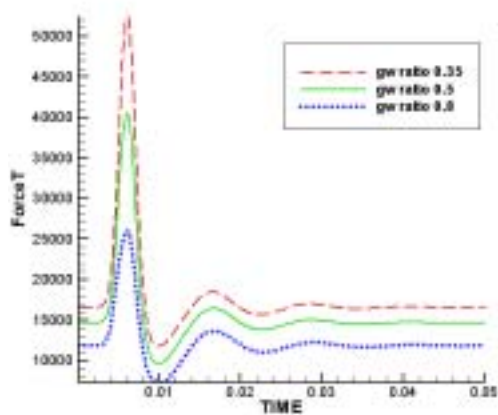


圖 15 溝槽長寬比對外力穩定性切線力的影響

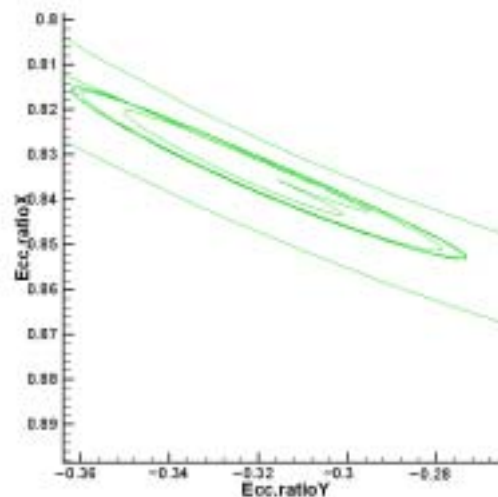


圖 18 $eu = 10^{-6}$ 位置擾動軌跡

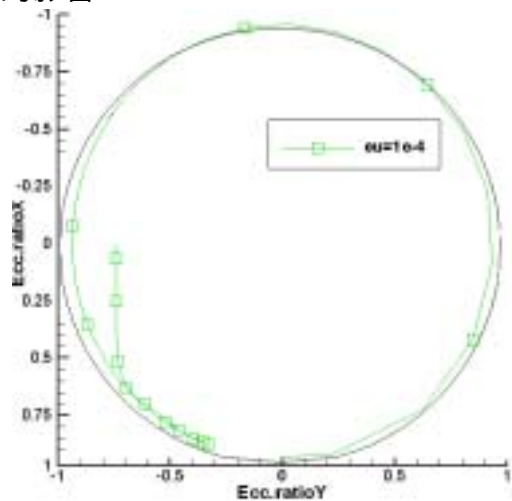


圖 16 $eu = 10^{-4}$ 位置擾動軌跡

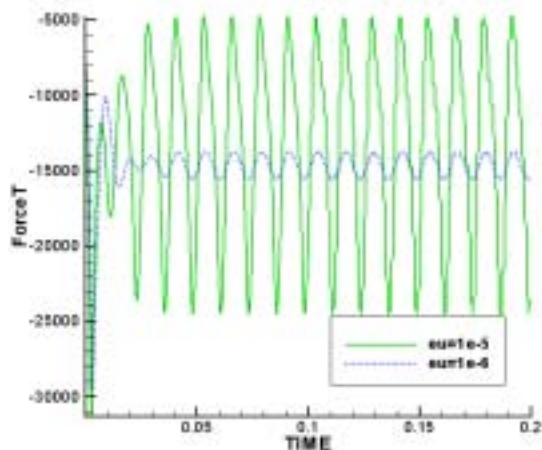


圖 19 質量偏心切線力變化比較

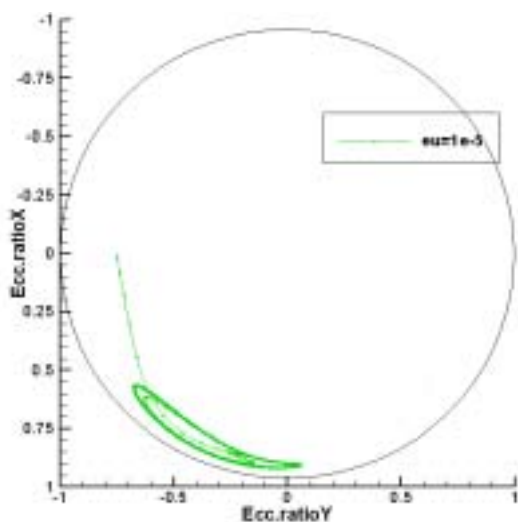


圖 17 $eu = 10^{-5}$ 位置擾動軌跡

表 1 最佳化參數比較

	Present	Zirkelback & Andres (1998)	Junmei (2002)
L/D	1.0	1.0	1.0
Groove angle α (deg.)	40		
Groove depth ratio	1.0	0.8	0.9
Groove width ratio	0.5	0.5	--