

行政院國家科學委員會專題研究計畫成果報告

ZK 型雙導程蝸輪組特性研究與敏感性分析(III)

The characteristic and sensitivity analysis of ZK-type dual lead worm gear drives (III)

計畫編號：NSC 90-2212-E-009-075

執行期限：89 年 8 月 1 日至 90 年 7 月 31 日

主持人：蔡忠杓 教授 國立交通大學機械系

計畫參與人員：白炳文、劉家彰、林文瀚、沈秉德

一、中文摘要

本研究計畫為三年期之研究計畫(87 年 8 月至 90 年 7 月)，今年度為本研究計畫之第三年(89 年 8 月至 90 年 7 月)研究計畫，主要是利用齒輪接觸分析 (Tooth Contact Analysis) 來研究 ZK 雙導程蝸桿蝸輪嚙合時之運動誤差，由於運動誤差產生時會引起振動與噪音，因此，本研究計畫亦探討如何增加 ZK 型蝸桿蝸輪組傳動時之瞬間接觸齒數，俾減少因運動誤差所產生之振動與噪音。由於蝸桿蝸輪組瞬間接觸齒數增加時，可使相同尺寸之齒輪承受更高負荷，因此，將可增加齒輪承受反覆荷重的強度及使用的壽命。目前齒輪不易由齒面量測瞬間接觸齒數，本研究計畫利用齒輪接觸分析，來計算瞬間接觸齒數及平均接觸比，以做為設計更高接觸比 ZK 型蝸桿蝸輪組的依據。伴隨增加接觸比所產生較高的過切線位置及較大之非嚙合區，齒輪之使用壽命也將因此會受到嚴重影響，本計畫利用滾刀轉位滾切蝸輪齒面之方式，來降低蝸輪之過切線位置及非嚙合區，以延長所研發之蝸桿蝸輪組壽命並增加其產業上之實用性。

關鍵詞：ZK 型雙導程蝸桿蝸輪，齒輪接觸分析，瞬間接觸齒數，平均接觸比

Abstract

The proposed research project is a three-year project. In this year, tooth contact

analysis (TCA) is applied to calculate the kinematic errors of the dual-lead worm gear drives. Since the gear set kinematic errors will cause vibration and noise, investigation on the gear set kinematic errors is very important. While increasing the instantaneous contact teeth (ICT), the kinematic error of the gear set is reduced, and the vibration and noise of the gear set could be decreased. Besides, by increasing the ICT of the gear set, the loading on the gear set can be increased. Therefore, investigation on ICT of a gear drive has been performed in this research project. At present, ICT is difficult to measure for the dual-lead worm gear drive during the gear meshing. The ICT and average contact ratio (ACR) is calculated from the TCA in this research project. It is useful to design the worm gear drive with high contact ratios. The life time of a worm gear drive is decreased when a gear drive has a high undercutting line and a large nonconjugate area on the tooth surface. Investigation on the shift-cutting for hob cutter during the generation of the worm gear in the manufacturing process is also performed in

this research.

Keywords: ZK-type dual lead worm and worm gear, tooth contact analysis, instantaneous contact teeth, average contact ratio

二、緣由與目的

蝸桿蝸輪組為精密之傳動元件，常用於減速機構中。實際在設計蝸桿蝸輪組時，必需留有一定之背隙(Backlash)，以避免齒面嚙合時產生干涉並可增加潤滑效果。然而增加背隙雖然可滿足蝸桿蝸輪組在傳動上的實際需要，但也會因此導致蝸桿在反轉瞬間因具有背隙而碰撞，造成衝擊力(Impact Force)太大以及蝸輪定位不精準等問題，此為傳統蝸桿蝸輪組在設計、製造與應用上很難克服之問題。目前國內機械工業正走向超精密加工發展，對於加工機之精度及承受負載之能力要求愈來愈嚴苛，不能允許太大之背隙存在。本研究計畫乃針對上述之問題，設計一新型雙導程蝸桿蝸輪組，藉由左右兩齒面採用不同導程之齒形來改變其軸向齒距，以避免由於製造誤差和蝸輪磨損所形成太大的背隙而影響其傳動精度。對於齒輪和栓槽軸等加工機以及各種工具機必須準確分度(Index)之場合，也可藉由使用雙導程蝸桿蝸輪組並調整雙導程蝸桿之軸向位置，可使得雙導程蝸桿蝸輪組在傳動時，其背隙能控制在可接受範圍之內，以增加加工之準確度，也可克服斷續切削力所引起扭轉振動的問題。同時雙導程蝸桿蝸輪組係利用雙導程齒輪其左右齒形不同，藉由調整其左右齒面之導程係數，便可獲得在相同條件下，比傳統蝸桿蝸輪組承受更大負荷之齒形。

由於國際上齒輪產業的競爭，對於相關的技術資料取得不易。至於雙導程蝸桿蝸輪組之研究，國外廠商亦可能基於技術

機密而未公開相關研究，國外學者在這方面研究亦不多，在國內則剛在起步階段且廠商之製造技術亦均仰賴於國外。為提昇國內工具機製造的精密度，相信藉此一研究計畫之推展，將可提高國內雙導程蝸桿蝸輪組之製造水準，有助於工具機製造業改善其分度品質及可靠度，藉此達到產業升級的目的。

三、研究方法與結果

本計畫第三年(89年8月至90年7月)，係利用第一年所推導之 ZK 型雙導程蝸桿蝸輪數學模式，配合齒輪接觸分析即可計算齒輪對在各種裝配狀況下之傳動運動誤差，同時亦可計算瞬間接觸齒數。由於在數值上無法計算所有接觸位置的解，所以僅計算一些取樣點的數值解。因此可總合所有取樣點的瞬間接觸齒數，再除以取樣點數以定義平均接觸比(Average Contact Ratio)。由研究結果顯示，雙導程蝸桿蝸輪組若具有低壓力角時，將可增加瞬間接觸齒數及平均接觸比，但同時伴隨有造成較高的過切線且齒面嚙合區與非嚙合區的邊界線亦較高。因此，本計畫亦探討改變壓力角來提高瞬間接觸齒數及平均接觸比，同時使用滾刀轉位滾削蝸輪之方式，來降低過切線位置及嚙合區與非嚙合區的邊界。藉由低壓力角與轉位滾削蝸輪的方法，吾人可設計並製造出高強度的雙導程蝸桿蝸輪組。

本研究計畫原規劃第三年之工作項目如下：

- (一)推導ZK型蝸桿蝸輪接觸分析之數學模式。
- (二)完成齒輪接觸分析之模擬與電腦軟體。
- (三)完成瞬間接觸齒數及平均接觸比之分析與電腦軟體。
- (四)發展並建立高接觸比及較低過切線和非嚙合區之雙導程蝸桿蝸輪組設計及其電腦分析軟體。
- (五)試製ZK型蝸桿蝸輪組及檢測。

茲簡述本研究計畫已完成和獲得之結果如下：

當齒輪組嚙合時，由於接觸齒面需滿足相切之條件，亦即在嚙合齒面之接觸點位置，蝸桿與蝸輪之齒面位置向量及單位法向量必須相等，因此必須滿足下列方程式(Litvin, 1989)：

$$\mathbf{R}_{wf} = \mathbf{R}_{gf} \quad (1)$$

$$\text{及 } \mathbf{n}_{wf} = \mathbf{n}_{gf} \quad (2)$$

方程式(1)表示蝸桿與蝸輪之齒面在其共同接觸點處，位置向量 \mathbf{R}_{wf} 和 \mathbf{R}_{gf} 是相等的，此條件式又可分為在 X, Y 和 Z 軸分量相等的三個獨立方程式。方程式(2)則表示蝸桿與蝸輪齒面在其共同接觸點有相同的單位法向量，但方程式(2)僅有兩個獨立方程式，因為單位法向量的長為 1 (即 $|\mathbf{n}_{wf}| = |\mathbf{n}_{gf}| = 1$)。此外，在利用磨輪來創成蝸桿以及使用蝸桿型滾刀來創成蝸輪時，會有兩個獨立的嚙合方程式存在，所以在雙導程蝸桿蝸輪組之齒面接觸分析時，實際上共有七個方程式來求解八個未知數。因此，在發展齒面接觸分析電腦模擬程式時即根據前述三個位置向量之分量方程式、兩個單位法向量之分量方程式及兩個嚙合方程式等七個獨立方程式，來求解八個未知數： u 、 v 、 ϕ 、 ω_1 、 ω_2 、 ϕ_1 、 ϕ_2 和 ω_2 ，其中 u 與 ϕ_1 表示磨輪創成蝸桿時磨輪之齒面設計參數， v 與 ϕ_2 表示磨輪產生蝸桿型滾刀時滾刀之刀面參數， ϕ 與 ω_1 表示滾刀產生蝸輪時蝸輪之齒面參數。利用嚙合方程式，則參數 u 可表示為 v 的顯函數， ϕ 與 ω_1 為隱函數型式，參數 ω_1 為蝸桿蝸輪組在齒輪接觸分析時蝸桿之旋轉角，參數 ω_2 則為蝸輪在齒輪接觸分析時隨 ω_1 轉動之旋轉角。蝸桿蝸輪組一般以蝸桿為主動件而蝸輪為被動件，若蝸桿旋轉角 ω_1 設為已知，雙導程蝸桿蝸輪接觸分析即成為七個方程式來求解七個未知數，此七個非線性方程式可使用牛頓-雷福森數值分析法 (Newton - Raphson Numerical Algorithm) 來求解七個未知數。蝸桿蝸輪

組嚙合時其運動誤差則定義如下：

$$\Delta \omega_2 (\omega_1) = \omega_2 (\omega_1) - \frac{Z_1}{Z_2} \omega_1 \quad (3)$$

其中 Z_1 與 Z_2 分別表示蝸桿與蝸輪之齒數， ω_1 與 ω_2 則分別為蝸桿和蝸輪在嚙合時之旋轉角。

接觸比一般定義為從開始接觸至最後離開接觸相對於齒輪中心所包括的作用角，除以相鄰兩齒相對應點的夾角。一般正齒輪、螺旋齒輪、蝸線傘齒輪和戟齒輪的瞬時接觸齒數不是一齒就是兩齒，雙導程蝸桿蝸輪組瞬時接觸齒數為二、三或四齒。齒輪接觸分析除了計算運動誤差以外，尚可同時計算瞬時接觸齒數。為配合齒面的變形接觸分析，可假設齒輪組兩齒面若有 $3\mu\text{m}$ 以內之距離者，皆屬於齒面接觸之範圍，如此即可計算出蝸桿蝸輪組在嚙合過程中的瞬時接觸齒數。接觸比則用來定義齒輪組在嚙合過程中其瞬時平均接觸齒數，既然利用齒輪接觸分析可以真正計算求得瞬時接觸齒數，為使得平均接觸比能真正反應嚙合過程中，雙導程蝸桿蝸輪組瞬時接觸齒數的變化，可以定義平均接觸比為在齒輪組之作用線上各接觸取樣點 (Sampling Points)，從開始接觸點瞬時之接觸齒數至最後接觸點之瞬時接觸齒數的總合，除以蝸桿蝸輪嚙合傳動一循環開始接觸點至最後接觸點的總取樣接觸點數。

茲舉例一說明蝸桿蝸輪組在不平裝配條件下，運動誤差、瞬時接觸齒數、接觸比和平均接觸比之變化情形。

例一、

在本例中以表 1 所示之數據為蝸桿蝸輪組齒面及刀具面設計參數，並模擬中心距裝配誤差 A_0 、蝸輪軸在垂直及水平方向之裝配誤差 U_{y_v} 和 U_{y_h} 對蝸桿蝸輪組接觸之影響。圖 1 表示蝸桿蝸輪組在理想狀況下 (即無裝配誤差時)，其瞬時接觸齒數和

蝸輪之運動誤差。利用各瞬間其瞬時接觸齒數總合除以開始接觸點至最後接觸點所選取之計算點總點數，即可求得蝸桿蝸輪組之平均接觸比為 3.611，如表 2 所示。傳統定義之接觸比則以開始接觸點作用角至最後接觸點作用角之總合夾角(即 1267.67°)除以蝸桿轉旋一圈之轉角(即 360°)，即可計算出蝸桿蝸輪組之接觸比為 3.521，如表 2 所示。當蝸桿蝸輪組具有垂直軸向之裝配偏差 $\Delta x_v=2.0'$ 時，其瞬時接觸齒數和蝸輪之運動誤差如圖 2 所示。蝸桿蝸輪組開始接觸點發生在蝸桿旋轉角為 481.98° 時，而最後接觸點發生在蝸桿旋轉角為 -772.49° 時，蝸輪之最大運動誤差值為 0.011 圓弧-秒，與理想狀況下所求得之運動誤差值一樣，此時其瞬時接觸齒數曲線的變化與理想狀況下之曲線相似，均在三齒與四齒之間變化，因此，也適用在重負荷和來回運轉的旋轉工作台等場合。應用瞬時接觸齒數所計算之平均接觸比和傳統定義方式所計算之接觸比分別為 3.571 和 3.485，如表 2 所示。當蝸桿蝸輪組具有水平軸偏差 $\Delta x_h=2.0'$ 時，則蝸桿蝸輪組之瞬時接觸齒數和蝸輪之運動誤差如圖 3 所示，其運動誤差曲線與裝配誤差為 $\Delta x_v=2.0'$ 時相似，而開始接觸點和最後接觸點分別發生在蝸桿旋轉角為 455.57° 和 -785.69° 時，如表 2 所示。應用瞬時接觸齒數所計算之平均接觸比為 3.448，依據傳統定義方式所計算之接觸比為 3.448，在此例題中所計算得到的平均接觸比和傳統定義之接觸比，都比較垂直軸裝配偏差 $\Delta x_v=2.0'$ 時所計算的值來得小些。

自分析顯示，蝸桿蝸輪組之蝸輪齒冠、壓力角、齒大小和嚙合蝸桿蝸輪組的組裝中心距變動，對齒輪組之瞬時接觸齒數和接觸比影響較大。圖 4 顯示當蝸桿蝸輪組之中心距增量 $A_0=0.2\text{mm}$ (即正轉位)，

對其瞬時接觸齒數和蝸輪運動誤差的影響。圖中亦顯示蝸桿蝸輪組在嚙合時，其瞬間之最大之接觸齒數為四齒，應用瞬間接觸齒數所計算之平均接觸比為 3.426，依據傳統定義之接觸比所計算求得的接觸比值為 3.338，與理想狀況下的接觸比相較，雖然瞬時接觸齒數仍然為三或四齒，但是其接觸比卻很明顯降低，因為在一轉動循環過程中，其三齒接觸的時間較多，因此，對於衝擊負載或重負荷傳動較為不利。圖 4 亦顯示，當在蝸桿旋轉角為 180° 時蝸輪運動誤差為 0.080 圓弧-秒，在蝸桿旋轉角為 -180° 時蝸輪運動誤差為 -0.057 圓弧-秒，所以蝸輪旋轉一圈(即 360°)的運動誤差絕對值為 0.137 圓弧-秒，與理想狀況下的運動誤差相比較可知，具有正轉位之中心距的變動對蝸桿蝸輪組運動誤差的影響較敏感。

此外，本計畫探討雙導程蝸桿蝸輪組之轉位滾削以改善齒面過切現象，再配合計算瞬時接觸齒數與平均接觸比的方法，設計具有較高瞬時接觸齒數與平均接觸比的 ZK 型雙導程蝸桿蝸輪組，如此即可利用更多的瞬時接觸齒數來降低蝸輪齒面每一齒所承受的最大齒面應力值，如此可使得雙程蝸桿蝸輪組因多齒接觸其齒面接觸面積大增，而獲得類似雙色絡蝸桿蝸輪組的面接觸的面積。若以設計具有更高之齒輪強度的觀點來看，雙導程蝸輪若能有效降低過切面，對發展強度更高的蝸桿蝸輪組是可以達成的。在本計畫第二年之成果已經指出對於滾刀與蝸輪齒面的嚙合方程式會存在無解的區域，此區域在蝸輪齒面的作用面上稱為非嚙合區，由於蝸輪齒面的非嚙合區是因滾刀之刀具面在創成蝸輪齒面時所產生，此時因部分蝸輪齒面其創成曲面不滿足共軛對運動條件式，當

蝸桿與蝸輪在非啮合區傳動時，兩齒面的磨削會加速蝸輪齒面的磨耗，因而不利於蝸桿蝸輪組的使用壽命，因此如何避免滾刀在雙導程蝸輪齒面創成時產生非啮合區亦是一重要課題。由於具有較小之齒面壓力角的雙導程蝸輪，在其齒面會產生過切面與非啮合區，當過切面比非啮合區小時，在蝸輪齒面就不會看到過切面，此時蝸輪齒面的強度比有過切面者為大，但是齒面之磨耗會加速。因此利用 ZK 型雙導程滾刀來滾削 ZK 型雙導程蝸輪時，如何避免產生過切面亦可減少非啮合區，是相當重要的設計考量。所以本計畫亦探討 ZK 型雙導程蝸輪使用轉位滾削時，對於其過切面、非啮合區、運動誤差、瞬時接觸齒數和平均接觸比的影響。

茲舉例二來說明蝸桿型滾刀在滾削蝸輪時，其轉位量對蝸桿蝸輪組的瞬時接觸齒數、平均接觸比與運動誤差的影響。

例二、

在此仍採用表 1 所列之各項設計參數值為啮合之 ZK 型雙導程蝸桿蝸輪組的齒面及刀具面設計參數值，裝配誤差假設為 $A_0 = -0.3\text{mm}$ 、 $\mathcal{U}_{\nu} = 0.0'$ 和 $\mathcal{U}_{\beta} = -3.0'$ 。當滾刀滾削蝸輪時並無轉位的狀況下，蝸桿蝸輪組的瞬時接觸齒數與運動誤差計算並表示於圖 5；蝸桿蝸輪組開始接觸點是發生在蝸桿旋轉角為 495.18° 處，而此時之瞬時接觸齒數為 0 齒，最後接觸點則是發生在蝸桿旋轉角為 -772.49° 處，而此時之接觸齒數亦為 0 齒，蝸桿蝸輪組之運動誤差為 0.167 圓弧-秒，如表 3 所示。若以齒輪接觸分析的瞬時接觸齒數所計算得到的平均接觸比 (ACR) 為 3.611；利用蝸桿旋轉角來計算傳統定義之接觸比的方法，蝸桿從開始接觸至最後接觸的作用角為 1267.67° 再除以蝸桿旋轉一圈的旋轉角 (即 360°)，即可求得接觸比為 3.521，如表 3

所示。

圖 6 與圖 7 分別表示滾刀滾削蝸輪時，若滾刀有負轉位量 $A_4 = -0.3\text{mm}$ 和 -0.6mm 時，蝸桿蝸輪組的瞬時接觸齒數與運動誤差，其瞬時接觸齒數仍為三或四齒。表 3 顯示，當蝸輪創成時滾刀轉位量 $A_4 = -0.3\text{mm}$ 和 -0.6mm 時，蝸桿蝸輪組之平均接觸比分別為 3.594 和 3.589，較之滾刀無轉位者為小，而其運動誤差也分別減少到 0.011 圓弧-秒和 0.161 圓弧-秒。從前述例子可發現，滾刀若以負轉位滾削蝸輪時，則蝸桿蝸輪組之運動誤差及平均接觸比均會降低。圖 8 與圖 9 分別表示滾刀滾削蝸輪時，若滾刀有正轉位量 $A_4 = 0.3\text{mm}$ 和 0.6mm 時，蝸桿蝸輪組的瞬時接觸齒數與運動誤差，其瞬時接觸齒數仍為三或四齒。表 3 顯示，當蝸輪創成時滾刀轉位量 $A_4 = 0.3\text{mm}$ 和 0.6mm 時，蝸桿蝸輪組之平均接觸比分別為 3.646 和 3.689，較之滾刀無轉位者為大，而其運動誤差也分別增加到 0.331 圓弧-秒和 0.497 圓弧-秒。由此可知，滾刀若以正轉位滾削蝸輪時，則蝸桿蝸輪組之運動誤差及平均接觸比均會增加。

ZK 型雙導程蝸桿蝸輪組另一特性是較小之齒面壓力角，可增加其瞬時接觸齒數與平均接觸比。茲舉例說明並仍以表 1 之設計參數值為 ZK 型雙導程蝸桿蝸輪組之齒面及滾刀設計參數值，其中蝸桿、滾刀及蝸輪壓力角改為 9° ，以探討蝸桿蝸輪組之瞬時接觸齒數、平均接觸比和運動誤差的變化。圖 10 顯示，在沒有裝配誤差條件下，蝸桿蝸輪組之瞬時接觸齒數和運動誤差。蝸桿蝸輪組開始接觸點發生在蝸桿旋轉角為 587.62° 時，此時對應之瞬時接觸齒數為 3 齒，而最後接觸點發生在蝸桿旋轉角為 -858.32° 時，此時對應之瞬時接觸齒數為 3 齒。蝸桿蝸輪組之運動誤差為

0.009 圓弧-秒，而利用瞬時接觸齒數所計算之平均接觸比為 4.041，如表 3 所示。此平均接觸比與前面例題之瞬時接觸齒數由三至四齒增加為四至五齒，所以蝸桿蝸輪組之平均接觸比也大幅增加，對於設計重負載傳動元件是相當有利的特性。相對地，也可以利用較弱之材料來設計具有相同齒輪強度的齒輪組，如此亦可達到降低成本的目的。

四、討論及成果自評

本年度之研究計畫成功地完成 ZK 型雙導程蝸桿蝸輪組之齒面接觸分析，並探討其瞬時接觸齒數、平均接觸比與運動誤差。此外，依據平均接觸比的觀念來表示蝸桿蝸輪組瞬時接觸齒數的變化，利用多齒接觸可降低單齒接觸應力，而齒輪組動態負載因瞬時多齒接觸的特性，亦可降低其設計時之安全係數而減少齒輪組之製造成本，可利用於蝸桿蝸輪組使用於重負載或反覆作用負荷時設計之重要指標。此外，本計畫亦探討運用較小之齒面壓力角，可增加其瞬時接觸齒數與平均接觸比，利用瞬時多齒接觸可降低蝸桿蝸輪組之齒面的瞬間壓應力與齒根之衝擊應力。藉由本年度研究計畫之成果，可設計並製造出低成本而高強度的雙導程蝸桿蝸輪組。因此，綜合本研究計畫，不但具有重要學術價值亦具有產業上之重要價值，對廠際整體設計、製造及分析能力均有莫大助益。

三、參考文獻

[1] Bosch M., Economical Production of High Precision Gear Worms and Other Thread Shaped Profiles by Means of CNC-Controlled Worm and Thread Grinding Machines, pp. 3-19. Klingelberg Publication, Germany,

- 1988.
- [2] Colbourne, J. R., "The Use of Oversize Hobs to Cut Worm Gears," American Gear Manufactures Association, Technical Paper, 1989.
- [3] Colbourne, J. R., "Undercutting in Worms and Worm-Gears," American Gear Manufactures Association, Technical Paper, 1993.
- [4] Fang, H. S. and Tsay, C. B., "Mathematical Model and Bearing Contacts of the ZK-Type Worm Gear Set Cut by Oversize Hob Cutters," Journal of Mechanism and Machine Theory, Vol. 31, No. 3, pp. 271-282, 1996.
- [5] Fang, H. S. and Tsay, C. B., "Effects of the Hob Cutter Regrinding and Setting on ZE-Type Worm Gear Manufacture," International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 36, No. 10, pp. 1123-1135, 1996.
- [6] Kim, V., "Limitations of Worm and Worm Gear surfaces in Order to Avoid Undercutting," Gear Technology, pp. 30-35, 1990.
- [7] Litvin, F. L., Theory of Gearing, NASA Reference publication RP-1212, Washington D.C., 1989.
- [8] Litvin, F. L., Gear Geometry and Applied Theory, Prentice Hall, New Jersey, 1994.

表 1 雙導程蝸桿與蝸輪設計參數

	滾 刀	蝸 桿	蝸 輪
左邊壓力角	11°15'	11°15'	11°18'
右邊壓力角	11°18'	11°18'	11°15'
左邊節圓直徑	56.36 mm	54.36 mm	216.25 mm
右邊節圓直徑	51.76 mm	49.76 mm	211.64 mm
左邊軸向模式	2.94 mm	2.94 mm	3.00 mm
右邊軸向模式	3.00 mm	3.00 mm	2.94 mm
齒冠直徑	60.30 mm	58.30 mm	_____
齒根直徑	42.00 mm	40.00 mm	197.46 mm
外直徑	_____	_____	224.30 mm
齒數	1	1	72

表 2 各種裝配條件下運動誤差和接觸比

裝配條件	開始接觸點 (度)	最後接觸點(度)	ACR	接觸比	運動誤差 (圓弧-秒)
$A_6 = 0.0mm$, $\Delta\chi_v = 0.0'$, $\Delta\chi_h = 0.0'$	488.58	-779.09	3.611	3.521	0.011
$A_6 = 0.0mm$, $\Delta\chi_v = 2.0'$, $\Delta\chi_h = 0.0'$	481.98	-772.49	3.571	3.485	0.011
$A_6 = 0.0mm$, $\Delta\chi_v = 0.0'$, $\Delta\chi_h = 2.0'$	455.57	-785.69	3.529	3.448	0.011
$A_6 = 0.2mm$, $\Delta\chi_v = 0.0'$, $\Delta\chi_h = 0.0'$	422.56	-779.09	3.426	3.338	0.137

表 3 齒面壓力角為 9°之蝸桿蝸輪組在各種裝配條件下之運動誤差和接觸比

裝配條件	開始接觸點(度)	最後接觸點(度)	ACR	接觸比	運動誤差(圓弧-秒)
$A_4 = 0.0mm, A_6 = 0.0mm$, $\Delta\chi_v = 0.0'$, $\Delta\chi_h = 0.0'$	587.62	-858.32	4.041	4.016	0.009
$A_4 = 0.0mm, A_6 = -0.3mm$, $\Delta\chi_v = 0.0'$, $\Delta\chi_h = -3.0'$	567.81	-851.72	3.972	3.943	0.157
$A_4 = -0.3mm, A_6 = -0.3mm$, $\Delta\chi_v = 0.0'$, $\Delta\chi_h = -3.0'$	607.43	-818.70	3.995	3.961	0.009
$A_4 = -0.6mm, A_6 = -0.3mm$, $\Delta\chi_v = 0.0'$, $\Delta\chi_h = -3.0'$	653.64	-792.29	4.055	4.016	0.592
$A_4 = 0.3mm, A_6 = -0.3mm$, $\Delta\chi_v = 0.0'$, $\Delta\chi_h = -3.0'$	534.80	-878.13	3.967	3.925	0.315
$A_4 = 0.6mm, A_6 = -0.3mm$, $\Delta\chi_v = 0.0'$, $\Delta\chi_h = -3.0'$	508.39	-911.14	3.977	3.943	0.474

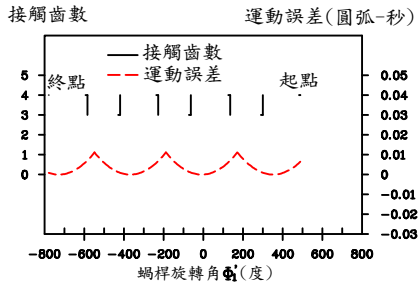


圖1 理想狀況下接觸齒數與運動誤差

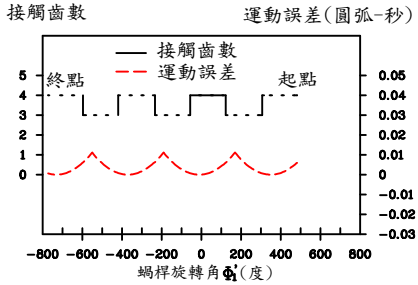


圖2 軸偏差 $A_0=0.0\text{mm}$, $\Delta\gamma_v=2.0'$, $\Delta\gamma_h=0.0'$ 對接觸齒數與運動誤差之影響

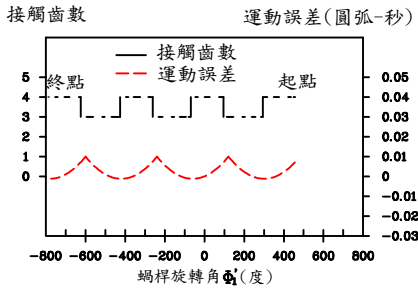


圖3 軸偏差 $A_0=0.0\text{mm}$, $\Delta\gamma_v=0.0'$, $\Delta\gamma_h=2.0'$ 對接觸齒數與運動誤差之影響

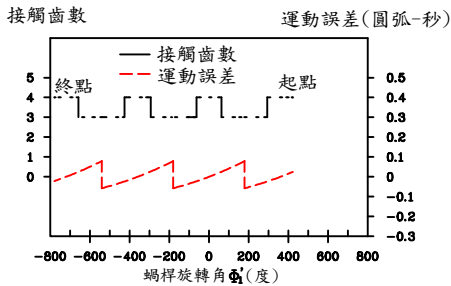


圖4 軸偏差 $A_0=0.2\text{mm}$, $\Delta\gamma_v=0.0'$, $\Delta\gamma_h=0.0'$ 對接觸齒數與運動誤差之影響

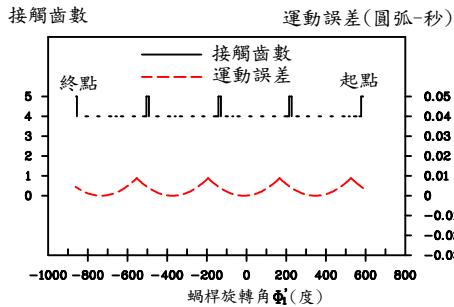


圖5 齒面壓力角為 9° 之蝸桿蝸輪組在理想狀況下之接觸齒數與運動誤差

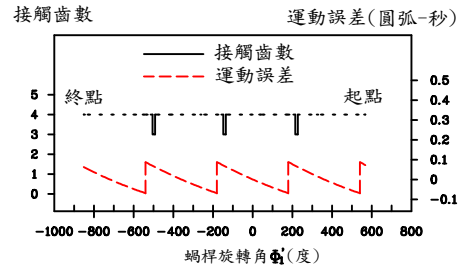


圖6 齒面壓力角為 9° 之蝸桿蝸輪組在裝配誤差 $A_0=-0.3\text{mm}$, $\Delta\gamma_h=-3.0'$ 時之接觸齒數與運動誤差

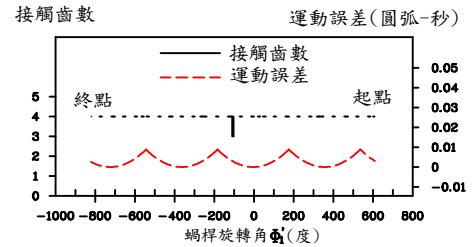


圖7 齒面壓力角為 9° 之蝸桿蝸輪組具有轉位量 $A_4=-0.3\text{mm}$ 以及裝配誤差 $A_0=-0.3\text{mm}$, $\Delta\gamma_h=-3.0'$ 時之接觸齒數與運動誤差

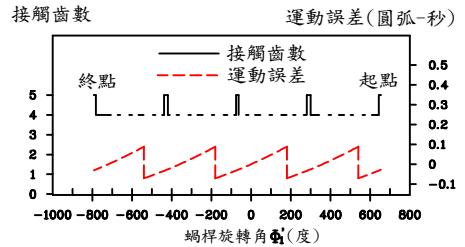


圖8 齒面壓力角為 9° 之蝸桿蝸輪組具有轉位量 $A_4=-0.6\text{mm}$ 以及裝配誤差 $A_0=-0.3\text{mm}$, $\Delta\gamma_h=-3.0'$ 時之接觸齒數與運動誤差

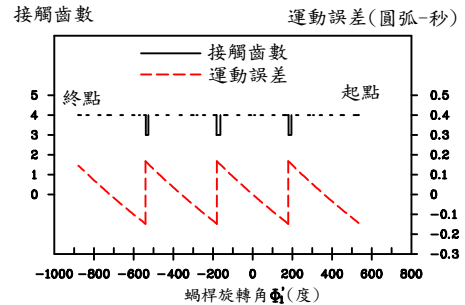


圖9 齒面壓力角為 9° 之蝸桿蝸輪組具有轉位量 $A_4=0.3\text{mm}$ 以及裝配誤差 $A_0=-0.3\text{mm}$, $\Delta\gamma_h=-3.0'$ 時之接觸齒數與運動誤差

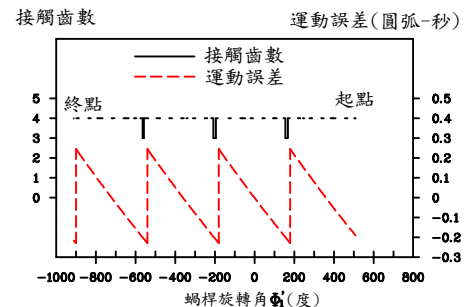


圖10 齒面壓力角為 9° 之蝸桿蝸輪組具有轉位量 $A_4=0.6\text{mm}$ 以及裝配誤差 $A_0=-0.3\text{mm}$, $\Delta\gamma_h=-3.0'$ 時之接觸齒數與運動誤差