

# 行星齒輪均載機構之變形分析

## The Deformation Analysis of Load Balance Mechanism for Planetary Gear

曾瑞堂  
Jui-Tang Tseng

蔡鋒穎  
Fong-Ying Tsai

工研院機械與系統研究所  
台灣 新竹縣  
Mechanical and Systems Research Laboratories  
Industrial Technology Research Institute  
Hsinchu, Taiwan  
[JTTseng@itri.org.tw](mailto:JTTseng@itri.org.tw), [FYTsai@itri.org.tw](mailto:FYTsai@itri.org.tw)

### 摘要

行星齒輪軸之偏擺量是影響行星齒輪組運轉壽命的重要因素，本文使用有限單元法，建立由彈性軸與行星齒輪軸所組成的均載機構之有限單元分析模組，分析受負載之均載機構在不同的半徑下，其行星齒輪軸所產生之偏擺；結果顯示適當地設計均載機構之幾何外型，可有效地控制受負載的行星齒輪軸之偏擺量。

關鍵字：行星齒輪軸、偏擺、彈性軸、有限單元

### Abstract

The run out of shaft of planetary gear is an important factor for the life of planetary gear sets. The analysis model of load balance mechanism with flexible pin and planetary gear shaft is developed by using finite element method. The run out of planetary gear shaft with different radius under a given load is calculated. It is shown that the run out of planetary gear shaft can be controlled as the radii of load balance mechanism with flexible pin and planetary gear shaft are designed suitably.

Key words: Planetary Gear Shaft, Run Out, Flexible pin, Finite Element

### 一、前言

近代環保意識強烈，用電需求又不斷增加，而風力機因屬於綠色能源，故近期展現巨大的發展潛力，各國均投入相當多的研究經費，其發展趨勢將朝更大功率及更高處發展；風力機之成本，無論是材料、製造、組裝、運輸及安裝等成本，皆與其機艙總重量成正比，因而減少機艙之總重量，可有效地降低風力機之成本。

為了減少機艙之重量，風力機增速齒輪箱必須以更緊湊的方式來設計。增速齒輪箱中除了使用固定平行軸齒輪組來傳遞動力外，亦常利用行星齒輪組(Planetary Gear)來設計增速齒輪箱；行星齒輪組最大之優點即為結構緊湊，所佔體積最小，可使齒輪箱空間能夠充份利用，所以新型風力機增速齒輪箱大量地使用行星齒輪組，以降少重量。行星齒輪組其輸入軸與輸出軸位於同一中心，其結構包括太陽齒輪、行星架(Carrier)、行星齒輪及環齒輪。多個行星齒輪與太陽齒輪啮合時，會產生負載分配不均的現象，造成應力集中而大幅地降低齒輪箱的壽命，為了使負載均勻分佈在齒面上，行星齒輪組皆需設計均載機構。以行星架作為行星齒輪組之輸入端時，其最簡單的均載機構設計即是使太陽齒輪浮動，使太陽齒輪可自由地調整中心位置，達到負載均勻

分配的目標，然而行星架在承受一扭力時，會產生扭曲變形，如圖1所示，使行星軸之中心軸產生偏擺，進一步使齒面發生應力集中。為了克服此難題，學者 Ray Hicks 首先提出如圖2所示之均載機構，其元件主要由中空的行星齒輪軸及彈性軸所組成。彈性軸一端固聯在行星架上，如同懸臂樑；另一端與中空的行星齒輪軸固聯在一起，而中空的行星齒輪軸如同另一件懸臂樑。當行星齒輪軸承受外力時，彈性軸與行星齒輪軸之變形可互補，造成行星齒輪軸只有極小的偏擺，達到齒面均載的目的。

本文使用有限單元法，建立 Flexible Pin 均載機構分析模型，探討均載機構的幾何外形及材料對行星齒輪軸偏擺的影響。

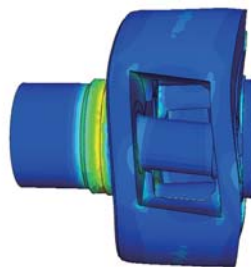


圖1 扭力負載下行星架之變形

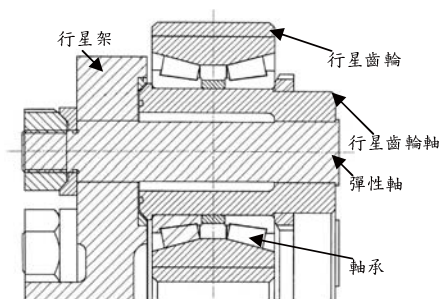


圖2 Flexible Pin 均載機構

## 二、Flexible Pin 有限單元分析模型建立

Flexible Pin 行星齒輪均載機構示意圖如圖 3 所示，主要由彈性軸 A 及行星齒輪軸 B 所組成。彈性軸 A1 端與行星架以干涉配合方式聯結，彈性軸 A2 端亦以干涉配合方式與行星齒輪軸 B2 端聯結。中心點 B1c 及 B2c 分別為行星齒輪軸 B1 端及 B2 端之軸心。當行星齒輪軸承受一外力 F 時，中心點 B1c 及 B2c 將產生位移。Flexible Pin 之有限單元分析模型如下：

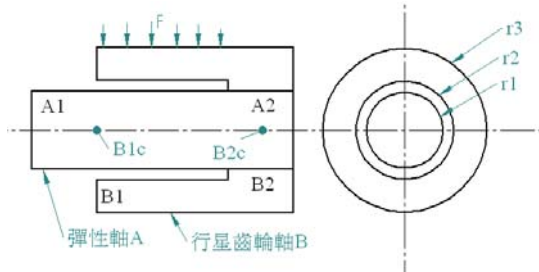


圖 3 行星齒輪均載機構

### 2.1 有限單元網格

以一圓柱體模擬彈性軸 A，其半徑為  $r_1$ ，並以一中空圓柱體模擬行星齒輪軸 B，其內半徑為  $r_2$ ，外半徑為  $r_3$ 。Flexible Pin 行星齒輪均載機構之有限單元網格如圖 4 所示，其每個單元為 8 節點六面體。

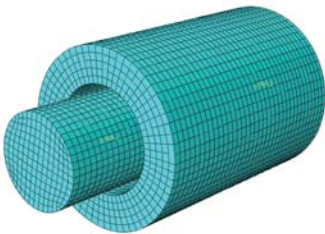
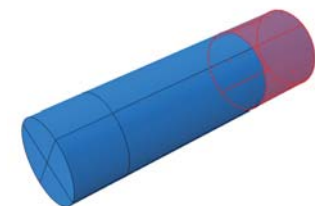


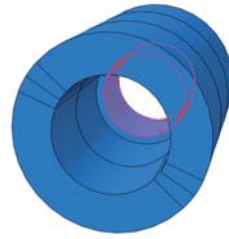
圖 4 Flexible Pin 有限單元網格

### 2.2 邊界條件(Boundary Condition)

彈性軸 A2 端以干涉配合方式與行星齒輪軸 B2 端聯結，本文以 Tie 型式之約束條件，將彈性軸 A2 端與行星齒輪軸 B2 端之位移量約束在一起，以模擬干涉配合，如圖 5 所示，紅色部分即為彈性軸 A2 端與行星齒輪軸 B2 端聯結之區域。



(a)



(b)  
圖 5 彈性軸與行星齒輪軸端聯結

彈性軸 A1 端與行星架以干涉配合方式聯結，故將彈性軸 A1 端之三個平移自由度視為固定不動，如圖 6 所示，彈性軸 A1 端之三個平移自由度皆已被約束。另外，行星齒輪軸承受一外力 F，假設外力 F 以均佈方式作用在行星齒輪軸外表面上，如圖 6 所示。

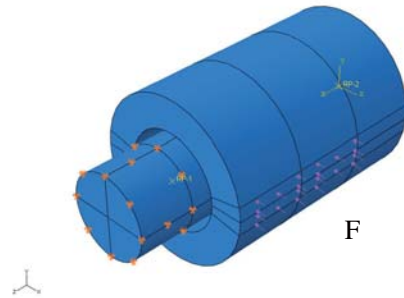


圖 6 均載機構之邊界條件與負載

行星架承受一扭力負載時，為了達到力平衡，在行星齒輪軸上將產生一反作用力 F，其大小為 298000 N。材料之彈性模數與包松比 (Poisson's Ratio) 分別為 206.0E3 Mpa 與 0.3。均載機構有限單元分析模組資料如表 1 所示，元素總數量為 19968 個，節點總數量共 23968 點。

表 1 均載機構有限單元分析模型

	彈性軸 A	行星齒輪軸 B
元素總數量	19968	
節點總數量	23968	
元素種類	C3D8R	
徑向力	298000 N	
邊界條件	A1 部分 約束三個平移自度	A2、B2 部分 以 Tie 方式結合

### 三、結果與討論

圖 7 顯示均載機構設計不良，其行星齒輪軸之軸心產生過大的偏擺，其結果將造成行星齒輪組啮合位置不恰當，將在局部齒面上產生過大的應力，通常會發生在齒面的端面上。

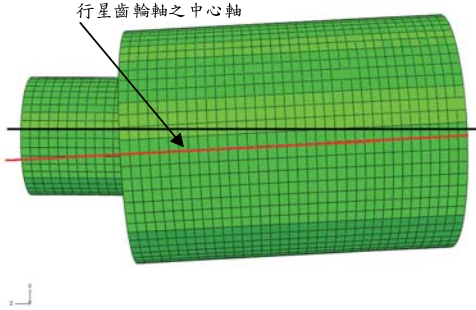


圖 7 變形後的行星齒輪軸之軸偏擺

表 2 不同設計條件下的行星齒輪軸軸心偏移量

項次	r1	r2	r3	行星齒輪軸軸心偏移量
1	68	83	125	0.0344
2	69	83	125	0.0350
3	68	82	132	0.0242
4	68	80	130	0.0243
5	68	80	132	0.0215
6	68	80	134	0.0192(E=206Gpa)
7	68	80	134	0.0205(E=173Gpa)

註：長度單位為 mm。

將彈性軸與行星齒輪軸之長度保持固定，而改變兩軸之相關半徑，其分析結果如表 2 所示。項次 1 與 2 顯示不同的彈性軸半徑，行星齒輪軸的軸心偏移量不同；項次 2 至 6 顯示在不同的行星齒輪軸半徑，其軸心偏移量亦不同。項次 6 與項次 7 顯示均載機構之幾何外形相同，而使用不同的材料，其行星齒輪軸的軸心偏移量亦會改變。

以項次 6 之幾何外形為分析條件，行星齒輪軸之應力分佈如圖 8 所示，最大應力位於內孔接觸面，其應力值為 102.4Mpa；彈性軸之應力分佈如圖 9 所示，最大應力位於 A1 端與行星架結合之邊界處，其應力值為 206.5Mpa。

彈性軸之彎曲變形來至於兩種外力，其一是由行星齒輪軸所傳遞之外力 F，其二外力 F 因作用位置非對稱所產生的彎矩，彈性軸承受兩種外力之後的變形情形如圖 10 所示，彈性軸 A2 端軸心之最大位移約為 0.3127mm。圖 11 顯示均載機構受力後的變形分佈，其行星齒輪軸之軸心偏擺為 0.0192mm。

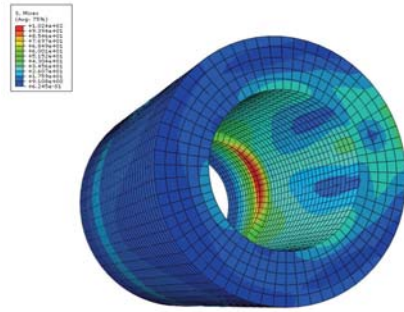


圖 8 行星齒輪軸之應力分佈

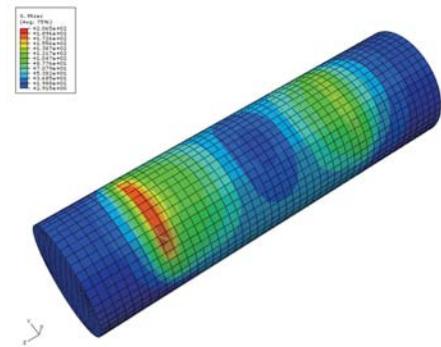


圖 9 彈性軸之應力分佈

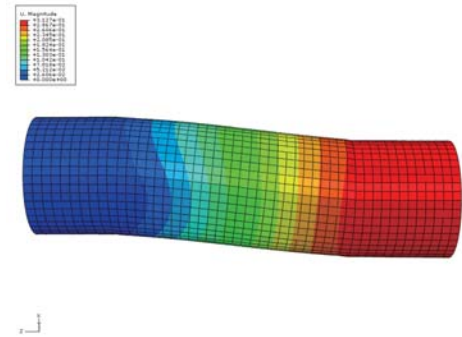


圖 10 彈性軸之變形(放大 100 倍)

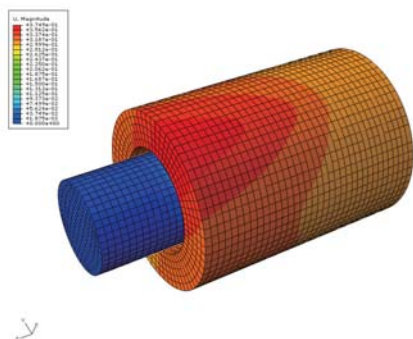


圖 11 均載機構之變形分佈

#### 四、結論

本文利用有限單元法，分析 Flexible Pin 行星齒輪均載機構之變形，其結果顯示以彈性軸及行星齒輪軸所組成之均載機構，經由適當的幾何外型設計，可使行星齒輪軸在一外力作用下，其中心軸之偏擺可保持在一定的設計要求之內。本文在分析的過程中，假設行星架是剛體，故將彈性軸 A1 端與行星架聯結部分之三個平移自由度視為固定不動，未來可將行星架加入均載機構之有限單元分析模組，分析行星架之變形對行星齒輪軸偏擺之影響。同時亦可將軸承內環與行星齒輪軸以接觸方式結合，可更精確地模擬外力作用之特性；另外，亦可進一步考慮均載機構之幾何製造誤差及軸承內部間隙對行星齒輪接觸齒印之影響。

#### 五、參考文獻

- [1] Chen, W. H. and Tsai, P., "Finite Element Analysis of an Involute Gear Drive Considering Friction Effects," ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 111, pp. 94-111, 1989.
- [2] Filiz, I. H. and Eyercioglu, O., "Evaluation of Gear Tooth Stresses by a Finite Element Meshing Simulation," ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 117, pp. 232-239, 1995.
- [3] Bibel, G. D. and Handschuh, R., "Meshing of a Spiral Bevel Gear Set With 3-D Finite Element Analysis," Gear Technology, March/April, pp. 44-47, 1997.
- [4] Barone, S., Borgianni, L. and Forte, P., "Evaluation of the Effect of Misalignment and Profile Modification in Face Gear Drive by a Finite Element Meshing Simulation," ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 126, pp. 916-924, 2004.
- [5] Handschuh, R. F. and Bibel, G. D., "Experimental and Analytical Study of Aerospace Spiral Bevel Gear Tooth Fillet Stresses," ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 121, pp. 565-572, 1999.
- [6] Li, S., "Gear Contact Model and Loaded Tooth Contact Analysis of a Three-Dimensional, Thin-Rimmed Gear," ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 124, pp. 511-517, 2002.