中華民國機構與機器原理學會會刊
中華民國一一一年十一月 Newsletter of the Chinese Society of Mechanism and Machine Theory 第二十七卷第一期

機構與機器設計

2022-01
Vol. 27 No. 1

行政院新聞局出版登記號局版臺誌字第 9132 號

發行人：周廣周
出版人：中華民國機構與機器原理學會出版委員會
理事長：石伊蓓
總編輯：張文桐
編輯群：林柏廷、邱昱仁、詹子奇、陳冠辰
聯絡處：自行車暨健康科技研究發展中心
407台中市台中工業區37路17號
電　話：(04)23501100 轉 316
傳　真：(04)23590743
E-mail：csmmt@tbnet.org.tw

本期要目

中華民國機構與機器原理學會
407 臺中市西屯區臺中工業區 37 路 17 號
The Chinese Society of Mechanism and Machine Theory (CSMMT)
No. 17, 37th Rd., Taichung Industrial Park, Taichung 407
Taiwan, R.O.C.

本期序言

本學會之會刊創刊於 1990 年 10 月，原刊名為《機構與機器》，而後自 1991 年 10 月起更名為《機構與機器設計》並沿用至今。本會刊自 2015 年 2 月出版第 26 卷第 1 期以後便暫停出刊。於今年初第 17 屆理監事上任後，在若干資深會員的建議與期盼下，本會刊於同年 7 月的理監事會議討論後決定恢復出刊。因此，第 17 屆出版委員會遂於 2022 年 11 月出版第 27 卷第 1 期會刊，並規劃於 2023 年後以每年發行兩期會刊為年度工作目標。

本會刊之目的為藉由投稿學者專家在專業經驗與研究成果之分享，進而促進有關機構與機器設計在學術研究與實務技術方面之提升。本期主要有四篇專題文章；前三篇文章為來自國內各大學之教授及其學生們的學術成果分享，第四篇則為來自產業界的電動車相關技術成果分享。

本期第一篇文章為潘彤欣、林柏廷、徐冠倫所合著的『平移式平板與滾子從動件盤形凸輪機構之設計參數最佳化』。該文章演示了兩種常見之盤形凸輪機構的設計參數最佳化程序，其關鍵步驟在於針對各機構的目標函數建立以及使用 Matlab 軟體之 Optimization Toolbox 中的 fmincon 函式進行求解。

本期第二篇文章為張文桐所著的『搖擺式滾子型從動件盤形凸輪機構之動力分析』。該文章演示了一種常見之盤形凸輪機構的動力分析方法，其核心內容為基於牛頓第二運動定律及達朗伯特原理以對各機件之力平衡與力矩平衡方程式的推導整理與求解步驟說明。

本期第三篇文章為張智傑與陳羽薰所合著的『古日本機關人偶「からくり人形」探源』。該文章回顧了日本自西元 8 至 19 世紀的機關人偶之發展與演進歷史，以向讀者揭示日本在明治維新以前的機械工藝發展脈絡。

本期第四篇文章為黃麒禎、李弘基、黃昱傑所合著的『車用鋰電池浸沒式冷卻與冷卻板散熱性能分析比較』。該文章報導了「行競科技公司」所設計的浸沒式冷卻鋰電池與現有冷卻板散熱式鋰電池在散熱性能上的模擬結果比較，以向讀者介紹國內產業界在電動車電池系統上的最新研發成果。

本期於專題文章後並檢附本年度新進會員資訊以及本年度全國機構與機器設計學術研討會（CSMMT 2022）之宣傳海報、贊助單位列表與贊助單位廣告。本年度之研討會與年會將於 11 月 11 日在國立中山大學舉辦，歡迎各位會員踴躍參與。

平移式平板與滾子從動件盤形凸輪機構之設計參數最佳化

潘彤欣[1] 林柏廷[2] 徐冠倫[3]

[1]大學生，國立台灣大學機械工程學系 b07502008@ntu.edu.tw
[2]教授，國立台灣科技大學機械工程學系 potinglin@mail.ntust.edu.tw
[3]助理教授，國立台灣大學機械工程學系 kuanlunhsu@ntu.edu.tw

摘要

雖然盤形凸輪機構為一常見的平面機構，從動件凸輪輪廓繪製、桿件間力學分析、從動件運動曲線特性等學理知識已經相當完整，但凸輪機構的參數最佳化仍需要仰賴適當的最佳化問題定義及求解方法。本文將介紹一套最佳化流程進行平移式平板與滾子從動件盤形凸輪機構之設計參數最佳化，以尋找滿足設計限制條件下的最佳設計參數。本文將會先介紹兩類凸輪機構的運動學分析，接著介紹參數最佳化的定義方式及分析結果。其中利用 MATLAB 內建之非線性規劃函數 *fmincon* 求解目標函數最佳化之設計參數。透過本文的介紹，設計者將可透過文中說明的步驟，以簡短的程式碼求解複雜的凸輪機構設計參數最佳化的問題。

關鍵詞：凸輪機構、平移式從動件、參數最佳化

1. 前言

由於盤形凸輪機構為一種習用的平面機構，因此現今對該機構各式特性之研究已相當完善，囊括各類型從動件凸輪輪廓的繪製、桿件間的力學分析、各類型從動件運動曲線特性、凸輪機構的動態模擬等等。在已知各項設計參數與機構表現間的關係後，根據機構設計之目的將可對其進行參數最佳化，以達到凸輪機構最佳的性能表現。過去已有相當多的文獻嘗試研究凸輪機構最佳化的問題，如[1]中即以解析式推導的方式研究平面型凸輪運動學表現上的最佳化、Yu 等於[2]中探討平面凸輪機構在考慮運動學表現的前提下如何求解凸輪尺寸最小化、Navarro 等於[3]中針對以多項式曲線運動之平移式滾子型從動件以非線性規劃探討其運動學的最佳化、Silaghi-Perju 等於[4]中雖如[2]一般亦探討尺寸最小化但同時考慮了其從動件的尺寸、Flores 於[5]中以非線性規劃探討平移式滾子型從動件之凸輪尺寸與壓力角最小化。本文將參考文獻[5]中的模式，使用 MATLAB 中的受限非線性最小化（Constrained Nonlinear Minimization）方法 *fmincon*[6]尋找最佳設計，以探討凸輪機構運動學表現為主軸，針對平移式平板型從動件以及平移式滾子型從動件凸輪機構的設計參數進行最佳化。本文將會先介紹兩類凸輪機構的運動學分析，接著敘述最佳化的流程，包含分項列述非線性限制條件的來源，以及說明目標函數的設定原因，最後，將呈現兩類凸輪機構設計參數最佳化的數值範例以供使用者參考。

2. 凸輪機構運動學分析

2.1 平移式平板型從動件凸輪機構

在設計平移式平板型從動件凸輪機構時，需考慮給定各項設計參數與運動曲線下，凸輪輪廓是否會發生過切（undercutting）的現象[7]。對平板型從動件而言，過切是指當凸輪輪廓表面曲率半徑小於零時，將導致平板從動件實際上無法接觸到正確的輪廓，而使從動件的輸出運動無法達到目標的運動函數。為了檢查凸輪輪廓使否過切，將須先計算其凸輪輪廓，接

著計算其曲率半徑是否皆大於零。故以下將分節介紹平移式平板型從動件凸輪機構之輪廓計算方法以及其曲率半徑取得方式。

2.1.1 凸輪輪廓

平移式平板型從動件之凸輪機構如下圖 1 所示，其中桿件 1 為地桿，桿件 2 為盤形凸輪，其基圓半徑為r_b，旋轉軸樞位於原點 O_2，$X_2O_2Y_2$ 為凸輪之附體坐標系，θ為凸輪之旋轉角度，其以ω_2等速順時鐘旋轉。桿件 3 為平移式平板型從動件，A 點為從動件與凸輪之接觸點，坐標系 XO_2Y 則為機構之固定坐標系。從動件的平移運動將受到凸輪旋轉時輪廓的變化而帶動，其位置函數為$L(\theta)$，定義為從動件平面與凸輪旋轉軸樞 O_2 的距離，可被表示為，

$$L(\theta) = L_0 + S(\theta) \tag{1}$$

其中$S(\theta)$為從動件位移函數，L_0 為從動件初始位置，此時$L_0 = r_b$。

為計算其凸輪輪廓，本文採用 2003 年由 Wu 所提出之瞬心向量法[8]，其主要概念為：透過觀察凸輪與從動件的相對運動找到兩者間的瞬心位置，藉此即可求得凸輪與從動件間接觸點的公法線，以此即可以向量疊加的方式計算出凸輪輪廓。圖 1 中呈現此機構之瞬心位置，地桿與凸輪之瞬心點 I_{12} 位於其旋轉軸樞 O_2，而地桿與從動件由於相對進行平移運動，故其瞬心點 I_{13} 位於垂直其運動方向之無限遠處，根據三心定理，凸輪與從動件間的瞬心點 I_{23} 將會位於 I_{12} 與 I_{13} 的連線上，而其確切位置則須回歸瞬心基本定義求得。I_{23} 為凸輪與從動件速度相同的點，故可得，

$$\overrightarrow{I_{12}I_{23}} \times \omega_2 = \frac{dL(\theta)}{dt} \tag{2}$$

透過連鎖率，可將式(2)拆解為，

$$\overrightarrow{I_{12}I_{23}} \times \omega_2 = \frac{dL(\theta)}{d\theta}\frac{d\theta}{dt} = \frac{dL(\theta)}{d\theta} \times \omega_2 \tag{3}$$

進行同項相消後，可得，

$$\overrightarrow{I_{12}I_{23}} = \frac{dL(\theta)}{d\theta} \tag{4}$$

以式(4)即可求得瞬心點 I_{23} 在 O_2 水平線上的實際位置。並且，根據凸輪與從動件的運動關係，此瞬心位置必位於兩者接觸點之公法線上，同時，由於平面之法線必垂直於該平面，故通過瞬心點 I_{23} 並垂直於平板的線即為接觸點之公法線，而平板與公法線之交點即為凸輪輪廓點 A 點。

接著，為計算凸輪輪廓，需求得凸輪輪廓點點 A 在 XO_2Y 坐標系上之坐標，從圖 1 中可以觀察，向量$\overrightarrow{O_2A}$可透過下式(5)之向量疊加求得，

$$\overrightarrow{O_2A} = \overrightarrow{O_2I_{23}} + \overrightarrow{I_{23}A} \tag{5}$$

假設接觸點點 A 之 X 坐標與 Y 坐標為 A_x 與 A_y，分別可以向量的型式表示之，亦即，

$$\begin{cases} A_x = \overrightarrow{I_{23}A} \\ A_y = \overrightarrow{I_{12}I_{23}} \end{cases} \tag{6}$$

其中，$\overrightarrow{I_{23}A} = L(\theta)$與$\overrightarrow{I_{12}I_{23}} = \frac{dL(\theta)}{d\theta}$。

最後，將求得的 A 點對凸輪之附體坐標系 $X_2O_2Y_2$ 進行坐標轉換，亦即將其乘上一旋轉θ度之旋轉矩陣，如下式(7)所示，

$$\begin{bmatrix} x_{cam} \\ y_{cam} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & -\sin(\theta) \\ \sin(\theta) & \cos(\theta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_x \\ A_y \end{bmatrix} \tag{7}$$

故凸輪之座標點 x_{cam}與y_{cam}可表示為，

$$\begin{cases} x_{cam} = \overrightarrow{I_{23}A} \times \cos(\theta) - \overrightarrow{I_{12}I_{23}} \times \sin(\theta) = L(\theta) \times \cos(\theta) - \dfrac{dL(\theta)}{d\theta} \times \sin(\theta) \\ y_{cam} = \overrightarrow{I_{23}A} \times \sin(\theta) + \overrightarrow{I_{12}I_{23}} \times \cos(\theta) = L(\theta) \times \sin(\theta) + \dfrac{dL(\theta)}{d\theta} \times \cos(\theta) \end{cases} \tag{8}$$

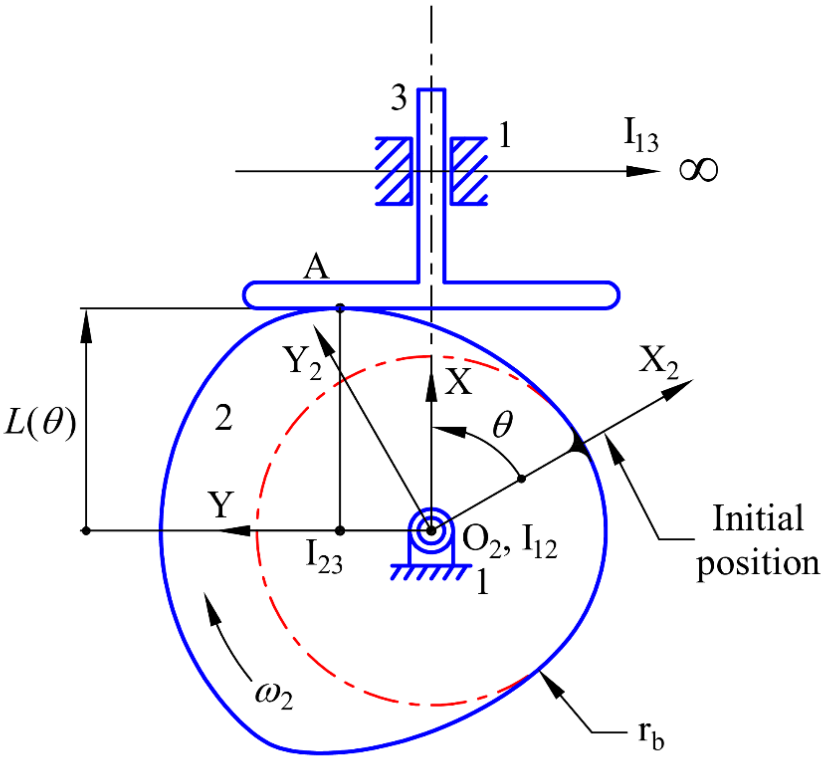


圖 1　平移式平板型從動件凸輪機構示意圖

2.1.2 曲率半徑

根據定義，一已知 X、Y 座標函數之曲線其曲率半徑 ρ 計算方式如下[7]，

$$\rho = \frac{\sqrt{\left[\left(\frac{dX(\theta)}{d\theta}\right)^2 + \left(\frac{dY(\theta)}{d\theta}\right)^2\right]^3}}{\left(\frac{dX(\theta)}{d\theta}\right)\left(\frac{d^2Y(\theta)}{d\theta^2}\right) - \left(\frac{dY(\theta)}{d\theta}\right)\left(\frac{d^2X(\theta)}{d\theta^2}\right)} \tag{9}$$

對於凸輪而言，若此時計算出的曲率半徑大於零，則代表此時為外凸輪廓；同理，若此時曲率半徑小於零，則代表此時為內凹輪廓。為了計算式(9)，則須先計算凸輪輪廓之一次及二次微分，分別為下式(10)及(11)，

$$\begin{cases} \frac{dX_{cam}(\theta)}{d\theta} = -L(\theta) \times \sin(\theta) - \frac{d^2L(\theta)}{d\theta^2} \times \sin(\theta) \\ \frac{dY_{cam}(\theta)}{d\theta} = L(\theta) \times \cos(\theta) + \frac{d^2L(\theta)}{d\theta^2} \times \cos(\theta) \end{cases} \tag{10}$$

$$\begin{cases} \frac{d^2X_{cam}(\theta)}{d\theta^2} = -L(\theta) \times \cos(\theta) - \frac{dL(\theta)}{d\theta} \times \sin(\theta) - \frac{d^2L(\theta)}{d\theta^2} \times \cos(\theta) - \frac{d^3L(\theta)}{d\theta^3} \times \sin(\theta) \\ \frac{d^2Y_{cam}(\theta)}{d\theta^2} = -L(\theta) \times \sin(\theta) + \frac{dL(\theta)}{d\theta} \times \cos(\theta) - \frac{d^2L(\theta)}{d\theta^2} \times \sin(\theta) + \frac{d^3L(\theta)}{d\theta^3} \times \cos(\theta) \end{cases} \tag{11}$$

將其代入式(9)後即可得，

$$\rho = L(\theta) + \frac{d^2L(\theta)}{d\theta^2} \tag{12}$$

上式(12)即為平移式平板型從動件凸輪輪廓曲率半徑之解析式。

2.2 平移式滾子型從動件凸輪機構

在設計平移式滾子型從動件凸輪機構時，亦須考慮 2.1 節中所敘述之過切現象，但是對滾子型從動件而言，其過切的條件將不如平板型從動件嚴苛，因為當曲率半徑為負，亦即凸輪輪廓表面為凹時，滾子亦能順利接觸輪廓表面。滾子型從動件唯有在凸輪輪廓曲率半徑為負且其絕對值小於滾子半徑r_f時，會使滾子產生浮起的現象[9]進而造成從動件與輪廓無法順利接觸。因此，需限定凸輪曲率半徑 ρ 在下式範圍，

$$\rho \geq 0 \ \cup \rho \leq -r_f \tag{13}$$

但是，相較於計算凸輪輪廓之曲率半徑，計算滾子所形成之節曲線的曲率半徑在計算上將更加便利。節曲線的定義為，固定凸輪使滾子在其輪廓表面繞行，其滾子中心在凸輪外圍所圍成的輪廓，而節曲線曲率半徑與凸輪輪廓曲率半徑之轉換關係如下式，

$$\rho_P = \rho + r_f \tag{14}$$

其中ρ_P為節曲線曲率半徑，而 ρ 為凸輪輪廓之曲率半徑。透過式(14)的轉換方式，可將式(13)所示的曲率半徑允許範圍修正為，

$$\rho_P \geq r_f \ \cup \rho_P \leq 0 \tag{15}$$

故以下將分節介紹平移式滾子型從動件凸輪機構之節曲線計算方法以及其曲率半徑取得方式。

另外，對滾子型從動件而言，除了須考慮凸輪輪廓使否產生過切問題外，亦須考慮凸輪與從動件間的壓力角。壓力角為衡量凸輪對從動件傳力效果的指標，其定義為凸輪與從動件接觸點公法線方向與從動件運動方向的夾角。過大的壓力角會導致凸輪與從動件卡死、接觸力過大以及傳力效率降低等問題，故為了設計出傳力效率佳的凸輪機構，需在設計時將壓力角限制在一定範圍內。以下分節亦將探討凸輪機構壓力角的計算方式，而針對何為合理範圍的壓力角將於第 3 章中探討。

2.2.1 從動件節曲線輪廓

平移式滾子型從動件之凸輪機構如下圖 2 所示，桿件 1 為地桿，桿件 2 為盤形凸輪，其基圓半徑為r_b，旋轉軸樞位於原點 O_2，$X_2O_2Y_2$ 為凸輪之附體坐標系，θ為凸輪之旋轉角度，其以ω_2等速順時鐘旋轉。桿件 3 為平移式滾子型從動件，其滾子半徑為r_f，具有偏位量 e，C 點為滾子中心，而 A 點為滾子與凸輪之接觸點，坐標系 XO_2Y 則為機構之固定坐標系。從動件的平移運動將受到凸輪旋轉時輪廓的變化而帶動，其位置函數為L(θ)，可被表示為，

$$L(\theta) = L_0 + S(\theta) \tag{16}$$

其中S(θ)為從動件運動曲線函數，L_0 為從動件初始位置，可表示為，

$$L_0 = \sqrt{(r_b + r_f)^2 - e^2} \tag{17}$$

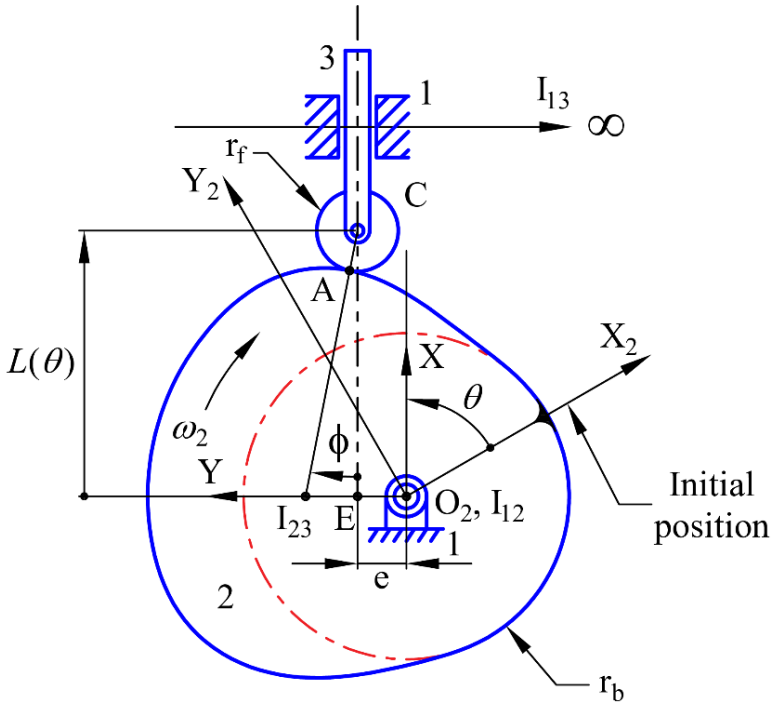


圖 2　平移式滾子型從動件凸輪機構示意圖

為計算其節曲線輪廓，需求得滾子中心點 C 在 XO_2Y 坐標系上之坐標，從圖 2 中可以觀察，假設滾子中心 C 之 X 坐標與 Y 坐標為 C_x 與 C_y，分別可以向量的型式表示之，亦即，

$$\begin{cases} C_x = \overrightarrow{EC} \\ C_y = \overrightarrow{O_2E} \end{cases} \tag{18}$$

其中，$\overrightarrow{EC} = L(\theta)$與$\overrightarrow{O_2E} = e$。

將其對凸輪之附體坐標系 $X_2O_2Y_2$ 進行坐標轉換，亦即將其乘上一旋轉θ度之旋轉矩陣，如下式(19)所示，

$$\begin{bmatrix} x_{pitch} \\ y_{pitch} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & -\sin(\theta) \\ \sin(\theta) & \cos(\theta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_x \\ C_y \end{bmatrix} \tag{19}$$

故滾子中心知座標點 x_{pitch}與y_{pitch}可表示為，

$$\begin{cases} x_{pitch} = L(\theta) \times \cos(\theta) - e \times \sin(\theta) \\ y_{pitch} = L(\theta) \times \sin(\theta) + e \times \cos(\theta) \end{cases} \tag{20}$$

2.2.2 曲率半徑

將式(20)進行一次及二次微分，分別為下式(21)及(22)，

$$\begin{cases} \dfrac{dX_{pitch}(\theta)}{d\theta} = -L(\theta) \times \sin(\theta) + \dfrac{dL(\theta)}{d\theta} \times \cos(\theta) - e \times \cos(\theta) \\ \dfrac{dY_{pitch}(\theta)}{d\theta} = L(\theta) \times \cos(\theta) + \dfrac{dL(\theta)}{d\theta} \times \sin(\theta) - e \times \sin(\theta) \end{cases} \tag{21}$$

$$\begin{cases} \dfrac{d^2X_{cam}(\theta)}{d\theta^2} = -L(\theta) \times \cos(\theta) - 2 \times \dfrac{dL(\theta)}{d\theta} \times \sin(\theta) + \dfrac{d^2L(\theta)}{d\theta^2} \times \cos(\theta) + e \times \sin(\theta) \\ \dfrac{d^2Y_{cam}(\theta)}{d\theta^2} = -L(\theta) \times \sin(\theta) + 2 \times \dfrac{dL(\theta)}{d\theta} \times \cos(\theta) + \dfrac{d^2L(\theta)}{d\theta^2} \times \sin(\theta) - e \times \cos(\theta) \end{cases} \tag{22}$$

將其代入式(9)後即可得，

$$\rho_P = \frac{\sqrt{(L(\theta)^2 + V(\theta)^2 - 2 \times e \times V(\theta) + e^2)^3}}{L(\theta)^2 - A(\theta) \times L(\theta) + 2 \times V(\theta)^2 - 3 \times e \times V(\theta) + e^2} \tag{23}$$

其中，

$$V(\theta) = \frac{dL(\theta)}{d\theta} \tag{24}$$

$$A(\theta) = \frac{d^2L(\theta)}{d\theta^2} \tag{25}$$

因此，當給定從動件的運動曲線及其偏位量，即可利用式(23)去計算平移式滾子型凸輪輪廓的曲率半徑。

2.2.3 壓力角

參考圖 2，其中呈現了平移式滾子型從動件凸輪機構之瞬心位置，地桿與凸輪之瞬心點 I_{12} 位於其旋轉軸樞 O_2，而地桿與從動件由於相對進行平移運動，故其瞬心點 I_{13} 位於垂直其運動方向之無限遠處，根據三心定理，凸輪與從動件間的瞬心點 I_{23} 將會位於 I_{12} 與 I_{13} 的連線上，而其確切位置則須回歸瞬心基本定義求得。I_{23} 為凸輪與從動件速度相同的點，故可得，

$$\overrightarrow{I_{12}I_{23}} \times \omega_2 = \frac{dL(\theta)}{dt} \tag{26}$$

透過連鎖率，可將式(26)拆解為，

$$\overrightarrow{I_{12}I_{23}} \times \omega_2 = \frac{dL(\theta)}{d\theta}\frac{d\theta}{dt} = \frac{dL(\theta)}{d\theta} \times \omega_2 \tag{27}$$

進行同項相消後，可得，

$$\overrightarrow{I_{12}I_{23}} = \frac{dL(\theta)}{d\theta} \tag{28}$$

以式(28)即可求得瞬心點 I_{23} 在 O_2 水平線上的實際位置。並且，根據凸輪與從動件的運動關係，此瞬心位置必位於兩者接觸點之公法線上，而滾子之曲率中心為滾子圓心 C 點，故將 I_{23} 與 C 點連線後與滾子的交點即為凸輪輪廓點 A 點。

當已知凸輪與從動件接觸點公法線方向，也就是滾子受力方向後，即可求得凸輪與從動件間之壓力角ϕ。如前所述，壓力角的定義為從動件運動方向與受力方向的夾角，也就是圖 2 中$\overline{CI_{23}}$與$\overline{CE}$間的夾角，其計算方式如下，

$$\phi = \tan^{-1}\left(\frac{\overrightarrow{I_{12}I_{23}} - e}{L(\theta)}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{\frac{dL(\theta)}{d\theta} - e}{L(\theta)}\right) \tag{29}$$

因此，當給定從動件的運動曲線及其偏位量，即可利用式(29)去計算平移式滾子型凸輪機構之壓力角。

3. 尺寸最佳化流程

3.1 平移式平板型從動件凸輪機構

在執行機構參數最佳化之前，須釐清設計該機構時所需所有的限制條件，其種類有三，分別為幾何限制、輸出表現限制與輸入參數限制[5]。幾何限制來自於凸輪機構的裝配合理性，而輸出表現限制須先推導各項機構輸出表現與輸入參數的關係，並且給定輸出表現應有的合理範圍，以確保設計出的凸輪機構得以順暢運作，最後，輸入參數限制則為須給定各項輸入參數的上下界，以控制機構的整體尺寸。在條列該機構所有的限制條件後，即可在以上的限制條件下尋求目標函數，也就是欲求得最佳表現的標的，最佳化下各項輸入參數的數值。本節將依序探討平移式平板型從動件凸輪機構之設計限制條件以及目標函數設定。

3.1.1 限制條件

觀察圖 1 可以發現，對於平移式平板型從動件凸輪機構而言，在指定的輸出運動函數下，

設計參數惟有基圓半徑 r_b。而從幾何限制來看，需檢查特定基圓半徑下是否會導致凸輪過切，如第 2 節所述，平板型從動件下的過切條件為凸輪輪廓曲率半徑小於零，亦即須限制其曲率半徑應大於或等於零，如下式所示：

$$C_1: \rho \geq 0 \tag{30}$$

對於凸輪機構而言，通常會以壓力角來衡量其傳動輸出的效率，但對於平板型從動件而言，其壓力角永遠維持零度，亦即凸輪的傳力方向永遠與從動件運動方向平行，故無需考慮壓力角對機構最佳化的影響。最後，針對輸入參數限制，下式將設定基圓半徑r_b在其上限r_b^{ub}與下限r_b^{lb}之間。

$$C_2: r_b^{lb} \leq r_b \leq r_b^{ub} \tag{31}$$

3.1.2 目標函數

本文為了使凸輪機構的結構緊湊且占據較小的空間，因此將以最小化基圓半徑為目標，亦即，目標函數如下式，

$$f(r_b) = r_b \tag{32}$$

而最佳化的過程可被描述為，

$$\min f(r_b) \tag{33}$$

問題(33)受限於式(31)及(32)中所列出的不等式 C_1 與 C_2。在確認限制條件與目標函數後，使用 *fmincon* 尋找滿足 C_1 與 C_2 下$f(r_b)$為最小值的最佳參數設計r_b^*。

3.2 平移式滾子型從動件凸輪機構

本節將依序探討平移式滾子型從動件凸輪機構之設計限制條件以及目標函數設定。

3.2.1 限制條件

觀察圖 2 可以發現，對於平移式滾子型從動件凸輪機構而言，在指定的輸出運動函數下，設計參數包含基圓半徑 r_b、滾子半徑 r_f 與從動件偏位量 e。根據文獻[5]，在幾何裝配上參數須符合以下限制，

$$C_3: e \geq r_f \tag{34}$$

$$C_4: e \leq r_b + r_f \tag{35}$$

同時，亦須檢查特定設計參數下是否會導致凸輪過切，如第 2 節所述，滾子型從動件下節曲線的過切條件如式(15)。而同時，在輸出表現的部分，參考[9]，其中提及當凸輪曲率半徑為負值，也就是凹面時，若考慮到凸輪與從動件間的接觸應力（contact stress），其曲率半徑應小於$-r_f$。綜合式(15)與上述限制，將可整理出以下曲率半徑的可接受範圍，

$$\rho_P \geq r_f \ \cup \rho_P \leq -r_f \tag{36}$$

由於以 *fmincon* 進行最佳化在列示限制條件時，應使用線性與非線性的等式與不等式描述，應避免使用判斷式決定套用式(36)中的左式或右式，故本文通過以下式(37)，先計算拒絕域$-r_f \le \rho_P \le r_f$的中點，再限制曲率半徑ρ_P與拒絕域中點的距離應大於拒絕域長度的一半，

$$\left|\rho_P - \frac{r_f + (-r_f)}{2}\right| \ge \frac{r_f - (-r_f)}{2} \tag{37}$$

但是，絕對值函數的不可微分性將有機會導致計算上的不便，故本文最終採用左右兩式平方的描述建立限制式 C_5。

$$C_5: \rho_P^2 \ge r_f^2 \tag{38}$$

對於滾子型從動件而言，其輸出表現限制亦包含壓力角的合理範圍限制，根據[9]，平移式從動件之壓力角絕對值最大值上升段應限制在 30°以內而下降段應限制在 45°以內，其限制式如下所示，

$$C_6: \max|\phi_r| \le 30° \tag{39}$$

$$C_7: \max|\phi_f| \le 45° \tag{40}$$

其中ϕ_r代表上升段壓力角而ϕ_f代表下降段壓力角，而壓力角的計算方式將可參考式(29)。最後，針對輸入參數限制，以下將設定基圓半徑r_b、滾子半徑r_f與從動件偏位量 e 在其上限與下限之間，其中上限與下限分別以上標 ub 以及 lb 表示。

$$C_8: r_b^{lb} \le r_b \le r_b^{ub} \tag{41}$$

$$C_9: r_f^{lb} \le r_f \le r_f^{ub} \tag{42}$$

$$C_{10}: e^{lb} \le e \le e^{ub} \tag{43}$$

3.2.2 目標函數

本文針對平移式滾子型從動件凸輪機構所設定之設計目標為：實現其緊實設計的同時亦確保該凸輪機構有最佳的傳力效率，因此，將設定目標函數以同時最小化基圓半徑及最小化上升、下降時個別的最大壓力角為目標，亦即，目標函數如下，

$$f\big(r_b, r_f, e, S(\theta)\big) = w_1 r_b + w_2 \max|\phi_r| + w_3 \max|\phi_f| \tag{44}$$

其中w_1、w_2與w_3為各項參數的權重，而$S(\theta)$為從動件的位移函數，選用不同的位移函數會影像到壓力角的量值。

最後，最佳化的過程可被描述為：

$$\min f\big(r_b, r_f, e, S(\theta)\big) \tag{45}$$

問題(45)受限於式(34)到(43)中所列出的不等式 C_3 與 C_{10}。在確認限制條件與目標函數後，以上最佳化問題將可交由 *fmincon* 求解，以尋找滿足限制條件的最佳設計變量r_b^*、r_f^*與e^*。

4. 數值範例

4.1 平移式平板型從動件凸輪機構

以下將呈現平移式平板型從動件凸輪機構在指定運動曲線下最佳化的範例，表 1 為指定的從動件運動行程，繪製出的位移曲線將如圖 3 所示，為一雙暫停運動，其上升與下降皆採用擺線運動（cycloidal motion）。另外，限制$[r_b^{lb}, r_b^{ub}] = [10\ \text{mm}, 40\ \text{mm}]$，根據以上給定的數據，利用 *fmincon* 執行第 3 節的最佳化流程，將可得到在以上條件下的最小基圓半徑$r_b^* = 32.83\text{mm}$，其凸輪輪廓將如圖 4 所示。

表 1　從動件指定運動行程

	凸輪旋轉角	從動件運動
上升區段	0°~100°	擺線運動上升 20 mm
高暫停區	100°~140°	暫停
下降區段	140°~230°	擺線運動下降 20 mm
低暫停區	230°~360°	暫停

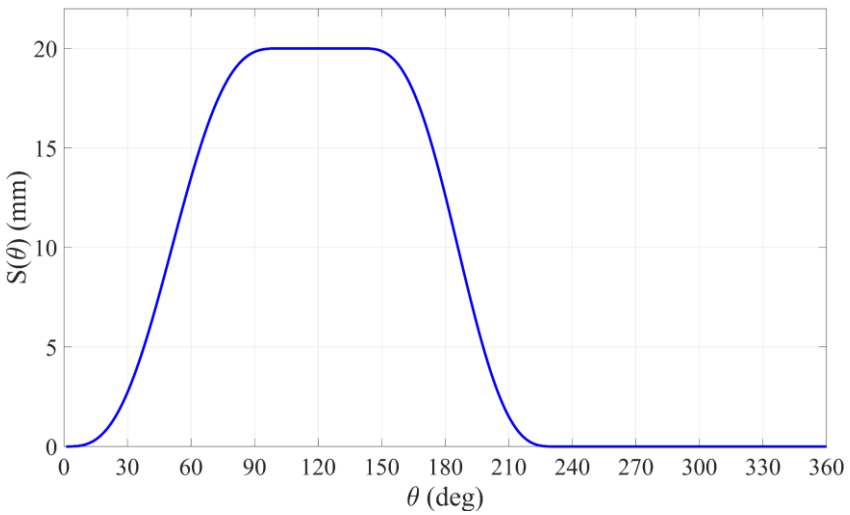


圖 3　從動件位移函數

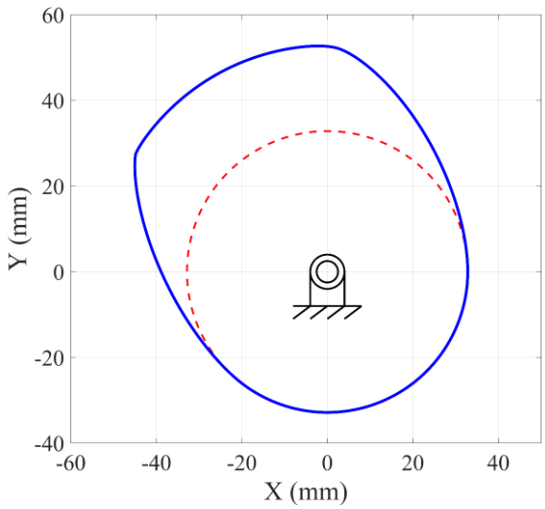


圖 4　最佳化凸輪輪廓

4.2 平移式滾子型從動件凸輪機構

以下將呈現平移式滾子型從動件凸輪機構在指定運動曲線下最佳化的範例，表 2 為指定的從動件運動行程，繪製出的位移曲線將如圖 5 所示，為一單暫停運動，其上升與下降皆採用雙諧波運動（double harmonic motion）。另外，變量的上下限分別為$[r_b^{lb}, r_b^{ub}] = [0\ \text{mm}, 40\ \text{mm}]$、$[r_f^{lb}, r_f^{ub}] = [0\ \text{mm}, 40\ \text{mm}]$以及$[e^{lb}, e^{ub}] = [0\ \text{mm}, 40\ \text{mm}]$，同時，其目標函數基圓大小與壓力角的權重皆設為 1，代表本文設定當壓力角以角度為單位時，基圓大小與壓力角的最小化同等重要。根據以上給定的數據，利用 *fmincon* 執行第 3 節的最佳化流程，將可得到在以上條件下產生最小基圓半徑與壓力角的設計參數：$r_b^* = 21.87\text{mm}$、$r_f^* = 8.56\text{mm}$、$e^* = 8.56\text{mm}$，其凸輪輪廓將如圖 6 所示，同時，該凸輪機構之壓力角呈現於圖 7，由該圖中可以發現，上升區段的最大壓力角為$13.52°$，而下降區段壓力角絕對值的最大值則為$37.39°$，皆在限制式(39)與(40)的範圍內。

表 2　從動件指定運動行程

	凸輪旋轉角	從動件運動
上升區段	0°~100°	雙諧波運動上升 15 mm
下降區段	100°~190°	雙諧波運動下降 15 mm
暫停區段	190°~360°	暫停

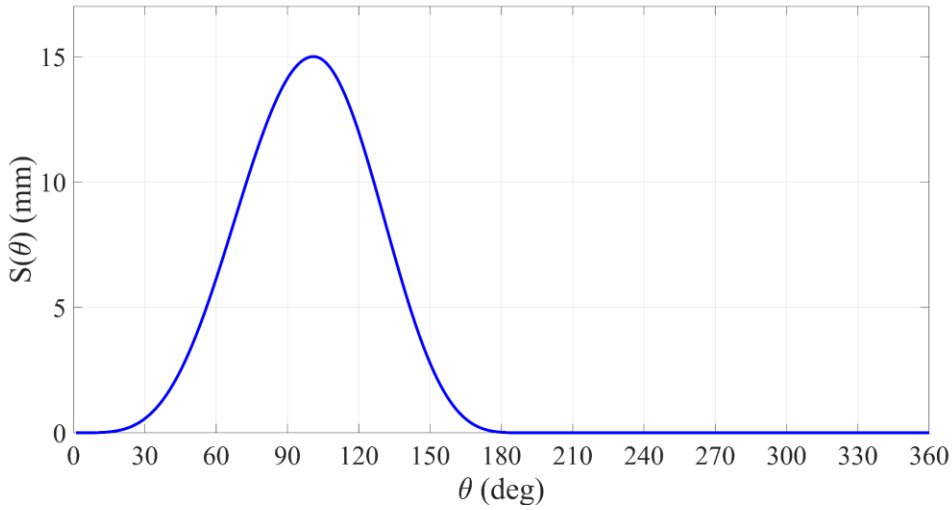


圖 5　從動件位移函數

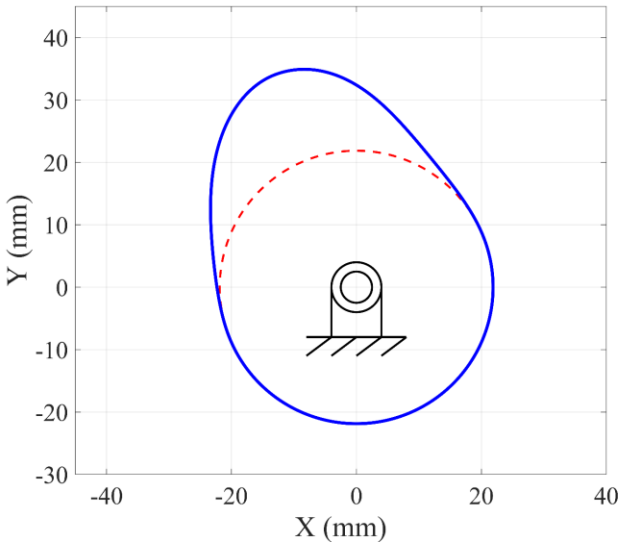


圖 6　最佳化凸輪輪廓

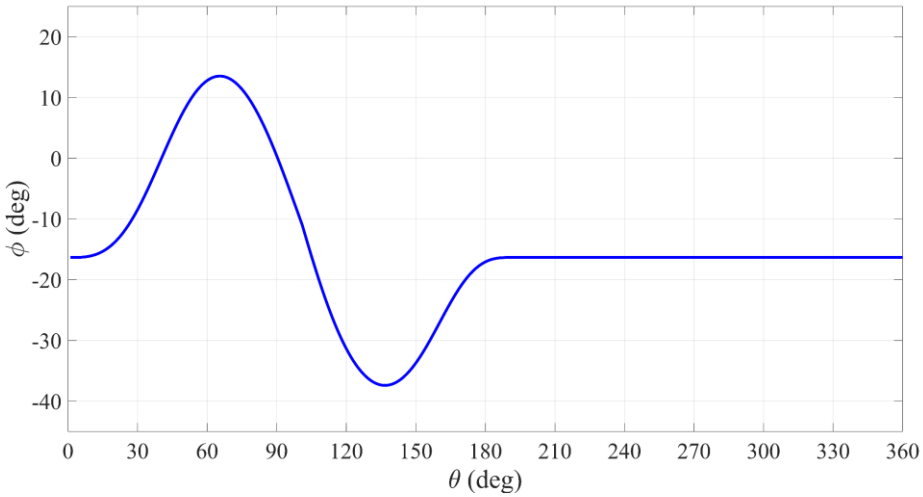


圖 7　凸輪與從動件壓力角

5. 結論

本文以平移式平板型與滾子型從動件為例，介紹以 MATLAB 的受限非線性最佳化方法 *fmincon* 執行凸輪設計參數最佳化的流程。本文首先介紹了兩類凸輪機構凸輪輪廓、曲率半徑以及壓力角的計算方式，後根據不同類型的從動件分別探討各自設計上的限制條件以即最佳化目標，最終藉由數值範例呈現不同從動件形式的凸輪機構，在指定運動函數相異且目標函數相異的情形下皆能以程式求得凸輪機構的最佳設計參數。本文為求扼要，只考慮凸輪機構於運動學上的特性，而最佳化的目標函數也只有限定於機構尺寸以及傳力效率的優化，但增加其他考量如力學分析等只需透過增加限制條件或增加目標函數的考量項即可以相同的步驟求得最佳解。

誌謝

本文承蒙科技部專題研究計畫之補助（計畫編號：110-2636-E-002-023-與 111-2222-E-002-002-MY3），得以順利完成，特此誌謝。

參考文獻

[1] Angeles J. and Lopez-Cajun C. S., *Optimization of Cam Mechanisms*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, pp. 75-151, 1991.
[2] Navarro O., Wu C. J., Angeles J., “The size-minimization of planar cam mechanisms,” *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 36, Issue 3, pp. 371-386, 2001.
[3] Yu Q., and Lee H. P., “Size optimization of cam mechanisms with translating roller followers,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 202, No. 5, pp. 381-386, 1998.
[4] Silaghi-Perju D. C., Lovasz E. C., Perju D., Gruescu C. M., Mărgineanu D. T., “Total size minimization of cam mechanisms with translating follower,” *Technical Sciences*, Vol. 7, No. 2, pp. 159-174, 2022.
[5] Flores P., “A Computational Approach for Cam Size Optimization of Disc Cam-Follower Mechanisms with Translating Roller Follower,” *Journal of Mechanisms and Robotics*, Vol. 5, pp. 041010, 2013.
[6] MathWorks, MATLAB R2020b, Help Center: fmincon, access date 2022/06/04, https://www.mathworks.com/help/optim/ug/fmincon.html
[7] Norton R. L., *Cam Design and Manufacturing Handbook*, Industrial Press, New York, pp. 164-166, 2002.
[8] Wu L. I., "Calculating conjugate cam profile by vector equation," P. I. Mech. Eng. C-J Mec, vol. 217, no. 10, pp. 1117-1123, 2003.
[9] 劉昌棋、牧野洋、曹西京，*凸輪機構設計*，第 54-55 頁，機械工業出版社，北京，2005。

搖擺式滾子型從動件盤形凸輪機構之動力分析

張文桐[1]

[1]副教授，國立臺灣海洋大學機械與機電工程學系 wtchang@mail.ntou.edu.tw

摘要

動力分析為機構與機器設計程序中的重要工作之一。然而，至今甚少有教科書完整地呈現出盤形凸輪機構的動力分析方法與步驟。本文以「搖擺式滾子型從動件凸輪機構」為對象以整理並演示其在進行動力分析時所需的理論推導與求解過程。首先，會基於凸輪輪廓的向量參數方程式以進行與凸輪輪廓相關之幾何與物理性質的計算式推導與整理。然後，會基於牛頓第二運動定律及達朗伯特原理以推導出各機件的力平衡與力矩平衡方程式，並說明其線性聯立方程式的求解方法以及推導出機架上所承受的搖撼力與搖撼力矩。最後，會透過一計算實例以呈現具體的動力分析結果。本文的推導與整理可使設計者在進行盤形凸輪機構的動力分析時有更完整的參考依據，並可提供讀者作為日後教學、研究與應用時的參考。

關鍵詞：盤形凸輪機構、搖擺式滾子型從動件、動力分析、搖撼力、搖撼力矩

1. 前言

動力分析（Dynamic force analysis）為機構與機器設計程序中的重要工作之一，其用以計算機構在運轉過程中所出現的各項動態力或力矩，其主要包括：各機件所產生的慣性力與慣性力矩、各接頭或運動對上所承受的作用力或作用力矩、機架上所承受的搖撼力（Shaking force）與搖撼力矩（Shaking moment）、帶動機構時所需提供的驅動力或驅動扭矩。這些動態力或力矩會隨著機構的運轉而呈現周期性的變化。若機件長期承受過大的周期性動態負載，可能會導致機器設備產生振動、噪音與結構損害等不良現象。因此，設計者在進行機件強度設計或機構動平衡等工作時皆必須透過動力分析以進行量化的分析與評估。

現有的機動學相關教科書[1-7]多已針對平面連桿機構的動力分析方法與步驟提供了完整且詳細的說明與演示。然而，至今甚少有教科書完整地呈現出盤形凸輪機構的動力分析方法與步驟。為使設計者在進行盤形凸輪機構的動力分析時有更完整的參考依據，本文遂以「搖擺式滾子型從動件凸輪機構」為對象以整理並演示其在進行動力分析時所需的理論推導與求解過程。首先，會基於凸輪輪廓的向量參數方程式以進行與凸輪輪廓相關之幾何與物理性質的計算式推導與整理。然後，會針對凸輪機構的動力分析之理論方法與關鍵步驟進行詳細的說明與演示。最後，會透過一計算實例以呈現具體的動力分析結果。

2. 盤形凸輪輪廓之向量參數方程式

在進行凸輪機構的動力分析之前，必須先推導出凸輪輪廓本身的向量參數方程式與輪廓法向量，此推導工作可透過速度瞬心的觀念加以進行[7-10]。以圖 1 所示的搖擺式滾子型從動件凸輪機構為例，定一座標系 O_2-X_2Y_2 固定於凸輪上，座標原點 O_2 與凸輪之旋轉軸心重合，θ 為凸輪的角位移（即凸輪的旋轉角度參數）。令凸輪以角速度 ω_2 往順時針方向旋轉，以使 θ 往逆時針方向遞增。凸輪旋轉軸與從動件搖擺軸間的軸心距為 $O_2O_3 = f$，從動件之擺臂長為 l。此機構的機架（機件 1）、凸輪（機件 2）及從動件（機件 3）之三個瞬心 I_{12}、I_{13} 和 I_{23} 的位置

分別如圖上所示。若 Q 點代表瞬心 I_{23} 且 $O_2Q = q$，則凸輪輪廓之向量參數方程式 $\mathbf{R}(\theta)$可表示為[9]

$$\mathbf{R}(\theta)=\begin{Bmatrix} x_A(\theta) \\ y_A(\theta) \end{Bmatrix}=\mathbf{O}_2\mathbf{A}=\mathbf{O}_2\mathbf{Q}+\mathbf{QA}=\begin{Bmatrix} (\mathrm{QC}-r_f)\cos(\theta+\alpha)-q\cos\theta \\ (\mathrm{QC}-r_f)\sin(\theta+\alpha)-q\sin\theta \end{Bmatrix} \tag{1}$$

其中，r_f為從動滾子半徑，且

$$\mathrm{QC}=\sqrt{l^2+(f+q)^2-2l(f+q)\cos\xi(\theta)} \tag{2}$$

$$\alpha=\sin^{-1}\left[\frac{l\sin\xi(\theta)}{\mathrm{QC}}\right] \tag{3}$$

$$q=\frac{f\dfrac{d\xi(\theta)}{d\theta}}{1-\dfrac{d\xi(\theta)}{d\theta}}=\frac{f\dfrac{ds(\theta)}{d\theta}}{1-\dfrac{ds(\theta)}{d\theta}}=\frac{fv(\theta)}{1-v(\theta)} \tag{4}$$

同時，$\xi(\theta)$為從動件的角位置函數：

$$\xi(\theta)=\cos^{-1}\left[\frac{l^2+f^2-(r_b+r_f)^2}{2lf}\right]+s(\theta) \tag{5}$$

其中，r_b為凸輪之基圓半徑，$s(\theta)$為從動擺臂之角位移函數；而在(4)式中，$v(\theta)$即為從動擺臂之角速度函數。同時，凸輪輪廓與從動件之接觸點 A 所對應的法向量 $\mathbf{N}(\theta)$可表示為

$$\mathbf{N}(\theta)=\frac{d\mathbf{R}(\theta)}{d\theta}\times\mathbf{k}=\begin{Bmatrix} y'_A(\theta) \\ -x'_A(\theta) \end{Bmatrix} \tag{6}$$

上式中之 $\mathbf{k}$ 為 Z 軸（即凸輪旋轉軸）之單位向量，且兩導函數分別為[11-13]

$$x'_A(\theta)=(\mathrm{QC})'\cos(\theta+\alpha)+q\sin\theta-q'\cos\theta-(\mathrm{QC}-r_f)(1+\alpha')\sin(\theta+\alpha) \tag{7}$$

$$y'_A(\theta)=(\mathrm{QC})'\sin(\theta+\alpha)-q\cos\theta-q'\sin\theta+(\mathrm{QC}-r_f)(1+\alpha')\cos(\theta+\alpha) \tag{8}$$

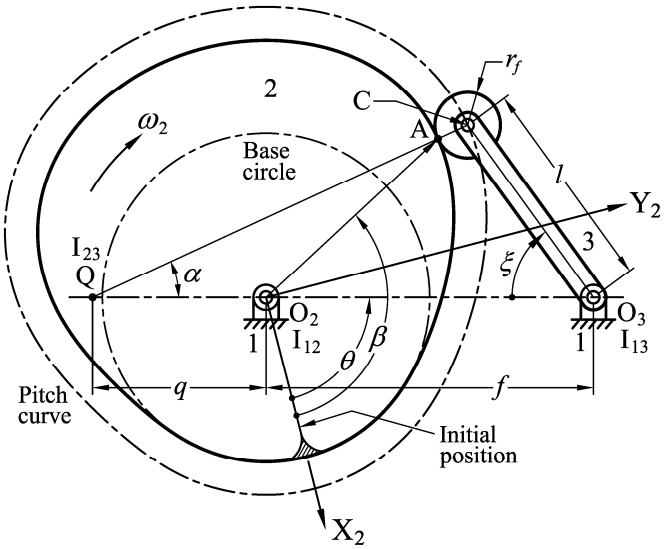


圖 1　搖擺式滾子型從動件凸輪機構

其中，

$$(\mathrm{QC})' = \frac{d(\mathrm{QC})}{d\theta} = \frac{l(q\sin\xi - q'\cos\xi) + (f+q)q'}{\mathrm{QC}} \tag{9}$$

$$\alpha'(\theta) = \frac{d\alpha}{d\theta} = \frac{l[v(\mathrm{QC})\cos\xi - (\mathrm{QC})'\sin\xi]\sec\alpha}{(\mathrm{QC})^2} \tag{10}$$

$$q'(\theta) = \frac{dq}{d\theta} = \frac{fa}{(1-v)^2} \tag{11}$$

其中，$a = a(\theta)$為從動擺臂之角加速度函數。必須注意的是，以上所呈現的輪廓向量參數方程式 $\mathbf{R}(\theta)$與輪廓法向量 $\mathbf{N}(\theta)$皆是表示於固定在凸輪上的座標系 O_2-X_2Y_2 之中；換言之，$\mathbf{R}(\theta)$與 $\mathbf{N}(\theta)$中的兩分量會分別為其 X_2 方向分量與 Y_2 方向分量。於機架進行觀察時，X_2 方向與 Y_2 方向皆會隨著凸輪的旋轉而改變。

3. 盤形凸輪之幾何與物理性質計算式

在進行凸輪機構的動力分析時，必須使用到盤形凸輪本體的質量、質心與轉動慣量（又稱為質量慣性矩，Moment of inertia of mass）等三項物理性質。這三項物理性質可基於凸輪輪廓的面積、面積形心（Centroid of area）與極面積矩（Polar moment of area）等三項幾何性質的推導結果以衍生出其計算式。基於 Chang 等[11-13]所採用的推導程序，以下各小節可分別整理出這些幾何與物理性質的計算式推導結果。

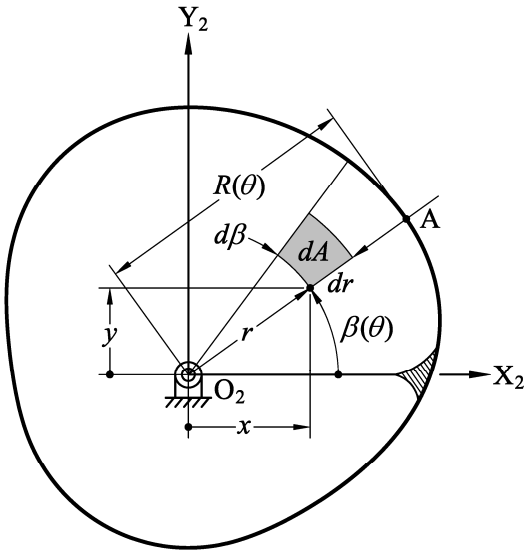


圖 2　盤形凸輪輪廓之微分面積[11, 12]

3.1 凸輪輪廓面積與凸輪本體質量

為了進行凸輪輪廓的面積計算式推導，可將凸輪輪廓點改以極坐標進行表示。因此，於(1)式中所列的凸輪輪廓之向量參數方程式 $\mathbf{R}(\theta)$可以被表示為

$$\mathbf{R}(\theta) = \begin{Bmatrix} x_{\mathrm{A}}(\theta) \\ y_{\mathrm{A}}(\theta) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R(\theta)\cos\beta(\theta) \\ R(\theta)\sin\beta(\theta) \end{Bmatrix} \tag{12}$$

其中，$R(\theta)$與$\beta(\theta)$分別為凸輪輪廓點所對應到的徑向尺寸與極座標角，並可分別由以下兩式求得[11, 12]：

$$R(\theta)=\|\mathbf{R}(\theta)\|=\sqrt{x_{\mathrm{A}}^2(\theta)+y_{\mathrm{A}}^2(\theta)} \tag{13}$$

$$\beta(\theta)=\theta+\tan^{-1}\left[\frac{y_{\mathrm{A}}(\theta)\cos\theta-x_{\mathrm{A}}(\theta)\sin\theta}{x_{\mathrm{A}}(\theta)\cos\theta+y_{\mathrm{A}}(\theta)\sin\theta}\right] \tag{14}$$

同時，極座標角$\beta(\theta)$的一階導函數可表示為

$$\beta'(\theta)=\frac{d\beta(\theta)}{d\theta}=\frac{x_{\mathrm{A}}(\theta)y'_{\mathrm{A}}(\theta)-y_{\mathrm{A}}(\theta)x'_{\mathrm{A}}(\theta)}{x_{\mathrm{A}}^2(\theta)+y_{\mathrm{A}}^2(\theta)}=\frac{\mathbf{R}(\theta)\bullet\mathbf{N}(\theta)}{R^2(\theta)} \tag{15}$$

如圖 2 所示，凸輪輪廓中的一微分面積 dA 可由下式求得：

$$dA=rdrd\beta \tag{16}$$

其中，r 為凸輪輪廓中任一點的徑向座標值。因此，凸輪輪廓所包含的完整面積 A_c 可由積分的定義加以求得：

$$A_c=\int_{Area}dA=\int_0^{2\pi}\int_0^{R(\theta)}rdrd\beta=\frac{1}{2}\int_0^{2\pi}R^2(\theta)d\beta \tag{17}$$

由於 $d\beta=\beta'd\theta$，由(15)、(17)兩式，凸輪輪廓的面積 A_c 可進一步地表示為[11, 12]

$$\begin{aligned}A_c&=\frac{1}{2}\int_0^{2\pi}R^2(\theta)\beta'(\theta)d\theta=\frac{1}{2}\int_0^{2\pi}[x_{\mathrm{A}}(\theta)y'_{\mathrm{A}}(\theta)-y_{\mathrm{A}}(\theta)x'_{\mathrm{A}}(\theta)]d\theta\\&=\frac{1}{2}\int_0^{2\pi}\mathbf{R}(\theta)\bullet\mathbf{N}(\theta)d\theta\end{aligned} \tag{18}$$

上式即為凸輪輪廓所包含之完整面積的理論推導結果。考慮計算上的便利性，凸輪輪廓之面積 A_c 可以透過數值積分的方式將上式加以表示為一近似解：

$$\begin{aligned}A_c&\approx\frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n}[x_{\mathrm{A}}(\theta_i)y'_{\mathrm{A}}(\theta_i)-y_{\mathrm{A}}(\theta_i)x'_{\mathrm{A}}(\theta_i)]\Delta\theta\\&=\frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n}\mathbf{R}(\theta_i)\bullet\mathbf{N}(\theta_i)\Delta\theta\quad\text{for}\quad\begin{cases}\Delta\theta=2\pi/n\\\theta_i=0 & \text{if}\quad i=1\\\theta_i=\theta_{i-1}+\Delta\theta & \text{if}\quad i>1\end{cases}\end{aligned} \tag{19}$$

因此，將凸輪輪廓之向量參數方程式 $\mathbf{R}(\theta)$與輪廓法向量 $\mathbf{N}(\theta)$分別代入(19)式，便可計算出凸輪輪廓之面積的近似解。然後，凸輪本體的完整質量 m_c 可由下式求得：

$$m_c=\rho tA_c \tag{20}$$

其中，ρ與 t 分別為凸輪本體的密度與軸向厚度，兩者皆為給定的常數值。

3.2 凸輪輪廓面積形心與凸輪本體質心

在完成凸輪輪廓的面積推導之後，便可進一步地進行其面積形心的推導。凸輪輪廓的面積形心亦為其在 X_2-Y_2 平面上的質心（Center of mass）。如圖 2 所示，凸輪輪廓內部之座標點可表示為 $x=r\cos\beta$與 $y=r\sin\beta$，則其面積形心之 X_2-分量可以由下式求得：

$$x_{cen}^{(c)} = \frac{1}{A_c}\int_{Area} x dA = \frac{1}{A_c}\int_{Area} r\cos\beta dA = \frac{1}{A_c}\int_0^{2\pi}\int_0^{R(\theta)}(r^2\cos\beta)drd\beta \tag{21}$$

由於 $d\beta = \beta' d\theta$，由(15)、(21)兩式，面積形心之 X_2-分量可進一步地表示為[11, 12]

$$\begin{aligned} x_{cen}^{(c)} &= \frac{1}{3A_c}\int_0^{2\pi}[R^3(\theta)\cos\beta]\beta'(\theta)d\theta \\ &= \frac{1}{3A_c}\int_0^{2\pi}[x_A(\theta)y'_A(\theta) - y_A(\theta)x'_A(\theta)]x_A(\theta)d\theta \\ &= \frac{1}{3A_c}\int_0^{2\pi}[\mathbf{R}(\theta)\bullet\mathbf{N}(\theta)]x_A(\theta)d\theta \end{aligned} \tag{22}$$

同理，面積形心之 Y_2-分量可以被推導並表示為[11, 12]

$$\begin{aligned} y_{cen}^{(c)} &= \frac{1}{A_c}\int_{Area} y dA = \frac{1}{A_c}\int_{Area} r\sin\beta dA \\ &= \frac{1}{3A_c}\int_0^{2\pi}[x_A(\theta)y'_A(\theta) - y_A(\theta)x'_A(\theta)]y_A(\theta)d\theta \\ &= \frac{1}{3A_c}\int_0^{2\pi}[\mathbf{R}(\theta)\bullet\mathbf{N}(\theta)]y_A(\theta)d\theta \end{aligned} \tag{23}$$

因此，凸輪輪廓之面積形心 $\mathbf{R}_{cen}^{(c)}$ 的理論推導結果可以被表示為[11, 12]

$$\mathbf{R}_{cen}^{(c)} = \begin{Bmatrix} x_{cen}^{(c)} \\ y_{cen}^{(c)} \end{Bmatrix} = \frac{1}{3A_c}\int_0^{2\pi}[\mathbf{R}(\theta)\bullet\mathbf{N}(\theta)]\mathbf{R}(\theta)d\theta = \frac{2\int_0^{2\pi}[\mathbf{R}(\theta)\bullet\mathbf{N}(\theta)]\mathbf{R}(\theta)d\theta}{3\int_0^{2\pi}\mathbf{R}(\theta)\bullet\mathbf{N}(\theta)d\theta} \tag{24}$$

考慮計算上的便利性，凸輪輪廓之面積形心 $\mathbf{R}_{cen}^{(c)}$ 可以透過數值積分的方式將上式加以表示為一近似解：

$$\mathbf{R}_{cen}^{(c)} \approx \frac{2\sum_{i=1}^{n}[\mathbf{R}(\theta_i)\bullet\mathbf{N}(\theta_i)]\mathbf{R}(\theta_i)\Delta\theta}{3\sum_{i=1}^{n}\mathbf{R}(\theta_i)\bullet\mathbf{N}(\theta_i)\Delta\theta} \quad \text{for} \quad \begin{cases} \Delta\theta = 2\pi/n \\ \theta_i = 0 & \text{if} \quad i = 1 \\ \theta_i = \theta_{i-1} + \Delta\theta & \text{if} \quad i > 1 \end{cases} \tag{25}$$

因此，將凸輪輪廓之向量參數方程式 $\mathbf{R}(\theta)$與輪廓法向量 $\mathbf{N}(\theta)$分別代入(25)式，便可計算出凸輪輪廓之面積形心的近似解。然後，凸輪本體的質心 $\mathbf{R}_{cm}^{(c)}$ 可由下式求得：

$$\mathbf{R}_{cm}^{(c)} = \begin{Bmatrix} \mathbf{R}_{cen}^{(c)} \\ z_{cm} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x_{cen}^{(c)} \\ y_{cen}^{(c)} \\ z_{cm} \end{Bmatrix} \tag{26}$$

其中，z_{cm} 為質心的軸向分量，其值取決於固定於凸輪本體的座標系原點與凸輪之某一側面的軸向相對位置而定。若座標系原點定於凸輪在軸向上之兩側面的中間位置處，則 $z_{cm} = 0$。

3.3 凸輪輪廓極面積矩與凸輪本體轉動慣量

參照圖 2 所示，凸輪輪廓在其旋轉軸方向之極面積矩 $J_z^{(c)}$ 可以由下式求得：

$$J_z^{(c)} = \int_{Area} r^2 dA = \int_0^{2\pi}\int_0^{R(\theta)} r^3 dr d\beta \tag{27}$$

由於 $d\beta = \beta' d\theta$，由(15)、(27)兩式，凸輪輪廓之極面積矩可進一步地表示為[11, 12]

$$\begin{aligned} J_z^{(c)} &= \frac{1}{4}\int_0^{2\pi} R^4(\theta)\beta'(\theta)d\theta = \frac{1}{4}\int_0^{2\pi} R^2(\theta)[x_{\mathrm{A}}(\theta)y'_{\mathrm{A}}(\theta) - y_{\mathrm{A}}(\theta)x'_{\mathrm{A}}(\theta)]d\theta \\ &= \frac{1}{4}\int_0^{2\pi} [\mathbf{R}(\theta)\bullet\mathbf{R}(\theta)][\mathbf{R}(\theta)\bullet\mathbf{N}(\theta)]d\theta \end{aligned} \tag{28}$$

考慮計算上的便利性，凸輪輪廓之極面積矩 $J_z^{(c)}$ 可以透過數值積分的方式將上式加以表示為一近似解：

$$\begin{aligned} J_z^{(c)} &\approx \frac{1}{4}\sum_{i=1}^{n} R^2(\theta_i)[x_{\mathrm{A}}(\theta_i)y'_{\mathrm{A}}(\theta_i) - y_{\mathrm{A}}(\theta_i)x'_{\mathrm{A}}(\theta_i)]\Delta\theta \\ &= \frac{1}{4}\sum_{i=1}^{n} [\mathbf{R}(\theta_i)\bullet\mathbf{R}(\theta_i)][\mathbf{R}(\theta_i)\bullet\mathbf{N}(\theta_i)]\Delta\theta \quad \text{for} \quad \begin{cases} \Delta\theta = 2\pi/n & \\ \theta_i = 0 & \text{if} \quad i = 1 \\ \theta_i = \theta_{i-1} + \Delta\theta & \text{if} \quad i > 1 \end{cases} \end{aligned} \tag{29}$$

因此，將凸輪輪廓之向量參數方程式 $\mathbf{R}(\theta)$與輪廓法向量 $\mathbf{N}(\theta)$分別代入(29)式，便可計算出凸輪輪廓之極面積矩的近似解。凸輪輪廓之極面積矩會正比於其在旋轉軸方向（Z 軸方向）的質量慣性矩。然後，凸輪本體繞其旋轉軸轉動時的轉動慣量 I_c 可由下式求得：

$$I_c = \rho t J_z^{(c)} \tag{30}$$

其中，ρ 與 t 分別為凸輪本體的密度與軸向厚度，兩者皆為給定的常數值。

對於各種盤形凸輪機構而言，不論是單片式凸輪或共軛式凸輪，皆可透過(19)、(25)、(29)等三式以進行其凸輪輪廓之面積、面積形心與極面積矩等幾何性質的數值計算，以及透過(20)、(26)、(30)等三式進行其凸輪本體之質量、質心與轉動慣量等物理性質的數值計算。

3.4 計算實例

以圖 1 所示的盤形凸輪機構為例，給定機構之軸心距 f 為 100 mm，凸輪之基圓半徑 r_b 為 45 mm，從動件之擺臂長 l 為 60 mm，從動滾子之半徑 r_f 為 15 mm。當凸輪的角位移為 $\theta = 0°$～110°時，從動件以擺線運動曲線（Cycloidal motion curve）往順時針方向擺動 25°；當凸輪的角位移為 $\theta = 110°$～170°時，從動件暫停；當凸輪的角位移為 $\theta = 170°$～280°時，從動件以擺線運動曲線往逆時針方向擺動 25°；當凸輪的角位移為 $\theta = 280$～360°時，從動件暫停。透過上述條件，可由(1)式計算並繪製出凸輪輪廓。接著，給定 $t = 10$ mm 與 $\rho = 7.9\times10^{-6}$ kg/mm^3（材質為鋼），可透過 SolidWorks® 軟體建構出一凸輪件的 CAD 模型，如圖 3 所示，該 CAD 模型中並包含一直徑為 25 mm 之凸輪中心孔（該中心孔於實務上用於與一旋轉軸進行組裝，其圓心位於座標原點 O_2，且其半徑可定義為 $r_s = 12.5$ mm）。令圖 3 中的凸輪件之質量、質心與轉動慣量分別為 m_2、$\mathbf{R}_2$、I_{O2}，則其計算式分別為

$$m_2 = m_c - \rho t(r_s^2\pi) \tag{31}$$

$$\mathbf{R}_2 = \begin{Bmatrix} x_{cm} \\ y_{cm} \\ z_{cm} \end{Bmatrix} = \frac{1}{m_c - \rho t(r_s^2\pi)}\left[m_c \begin{Bmatrix} x_{cen}^{(c)} \\ y_{cen}^{(c)} \\ z_{cm} \end{Bmatrix} - \rho t(r_s^2\pi)\begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ z_{cm} \end{Bmatrix} \right] = \begin{Bmatrix} m_c x_{cen}^{(c)}/m_2 \\ m_c y_{cen}^{(c)}/m_2 \\ z_{cm} \end{Bmatrix} \tag{32}$$

$$I_{O2} = I_c - \rho t\left(\frac{r_s^4 \pi}{2}\right) \tag{33}$$

必須注意的是，I_{O2} 為凸輪件繞 O_2 點之轉動慣量。若欲計算凸輪件繞其質心之轉動慣量 I_{G2}，則可透過平行軸定理加以進行：

$$I_{G2} = I_{O2} - m_2[(x_{cen}^{(c)})^2 + (y_{cen}^{(c)})^2] = I_{O2} - m_2\left\|\mathbf{R}_{cen}^{(c)}\right\|^2 \tag{34}$$

以上四式為後續進行機構動力分析時，可用於計算凸輪件之實際質量、質心與轉動慣量的通用計算式。接著，令 $z_{cm} = 0$，且基於在(19)、(25)、(29)等三式中給定$\Delta\theta = 0.0001°$，可分別計算出 $m_2 = 0.7916$ kg、$\mathbf{R}_2 = \{-16.0764 \quad 1.0739 \quad 0.0000\}^T$ mm、$I_{G2} = 1384.3725$ kg-mm^2、$I_{O2} = 1589.8822$ kg-mm^2 等結果。將這些數值計算結果與圖 3 所示之 SolidWorks® 軟體的模擬結果進行比較可知，兩者之各項對應數據的差異量皆甚為微小而在工程上可忽略不計。因此，本節所推導出的幾何與物理性質之計算式皆為正確無誤。

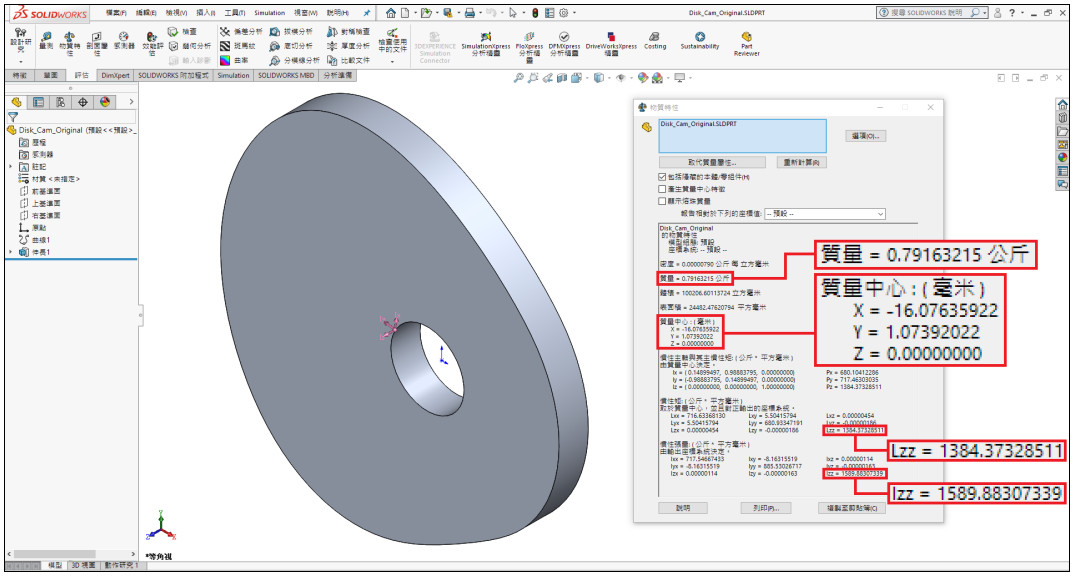


圖 3　凸輪件之 CAD 模型及其物理性質模擬結果

4. 動力分析之理論方法

進行機構的動力分析時，可參考顏等[7]所著教科書的方法與步驟。其中的關鍵步驟在於各機件之受力自由體圖的繪製以及其力平衡與力矩平衡方程式的推導與求解。本節針對搖擺式滾子型從動件凸輪機構的動力分析之理論方法與關鍵步驟進行詳細的說明與演示。

4.1 受力自由體圖

圖 4 所示為基於圖 1 之搖擺式滾子型從動件凸輪機構的受力自由體圖。凸輪（機件 2）的質量 m_2 與轉動慣量 I_{O2} 以及從動件（機件 3）的質量 m_3 與轉動慣量 I_{O3} 皆為已知條件。自由體圖中的各個力與力矩的方向皆統一表示於固定在機架（機件 1）上的座標系 O_2-X_1Y_1。在凸輪上會受到 $\mathbf{F}_{12}$、$\mathbf{F}_{32}$、$m_2\mathbf{g}$ 等三項外力，其分別為機架在固定樞軸 O_2 點上施予凸輪的作用力、從動件在接觸點 A 上施予凸輪的作用力（即接觸力）以及凸輪在其質心 G_2 上所受到的重力；質心 G_2 在凸輪上的位置以 b_2 與 ϕ_2 兩個參數加以表示。在凸輪上並會受到一機架所施予的力矩 M_{12}，其為馬達帶動機構時所需提供的驅動扭矩。同時，在從動件上會受到 $\mathbf{F}_{13}$、$\mathbf{F}_{23}$、

$\mathbf{F}_{S3}$、$m_3\mathbf{g}$ 等四項外力，其分別為機架在固定樞軸 O_3 點上施予從動件的作用力、凸輪在接觸點 A 上施予從動件的作用力（即接觸力）、一拉伸彈簧在 D 點上施予從動件的作用力（用以形成凸輪與從動件間之接觸力）以及從動件在其質心 G_3 上所受到的重力；令 D 點位於 O_3C 線段之中且 $O_3D = b_{S3}$，而質心 G_3 在從動件上的位置以 b_3 與 ϕ_3 兩個參數加以表示。此外，在機架上會受到 $\mathbf{F}_{21}$、$\mathbf{F}_{31}$、$\mathbf{F}_{S1}$ 等三項外力，其分別為凸輪在固定樞軸 O_2 點上施予機架凸輪的作用力、從動件在固定樞軸 O_3 點上施予機架的作用力以及一拉伸彈簧在 O_S 點上施予機架的作用力；令 O_S 點與 O_2 點的水平與垂直距離分別為 b_{S1x} 與 b_{S1y}，當 O_S 點位於座標系 O_2-X_1Y_1 的第一象限時，定義 b_{S1x} 與 b_{S1y} 皆為正值，而當 O_S 點位於座標系 O_2-X_1Y_1 的第三象限時，則定義 b_{S1x} 與 b_{S1y} 皆為負值。在機架上並會受到一凸輪所施予的力矩 M_{21}，其為驅動扭矩 M_{12} 的反作用力矩。必須注意的是，$\mathbf{F}_{12}$ 與 $\mathbf{F}_{21}$、$\mathbf{F}_{13}$ 與 $\mathbf{F}_{31}$、$\mathbf{F}_{23}$ 與 $\mathbf{F}_{32}$、$\mathbf{F}_{S3}$ 與 $\mathbf{F}_{S1}$ 等三對外力皆互為大小相等、方向相反的作用力與反作用力。

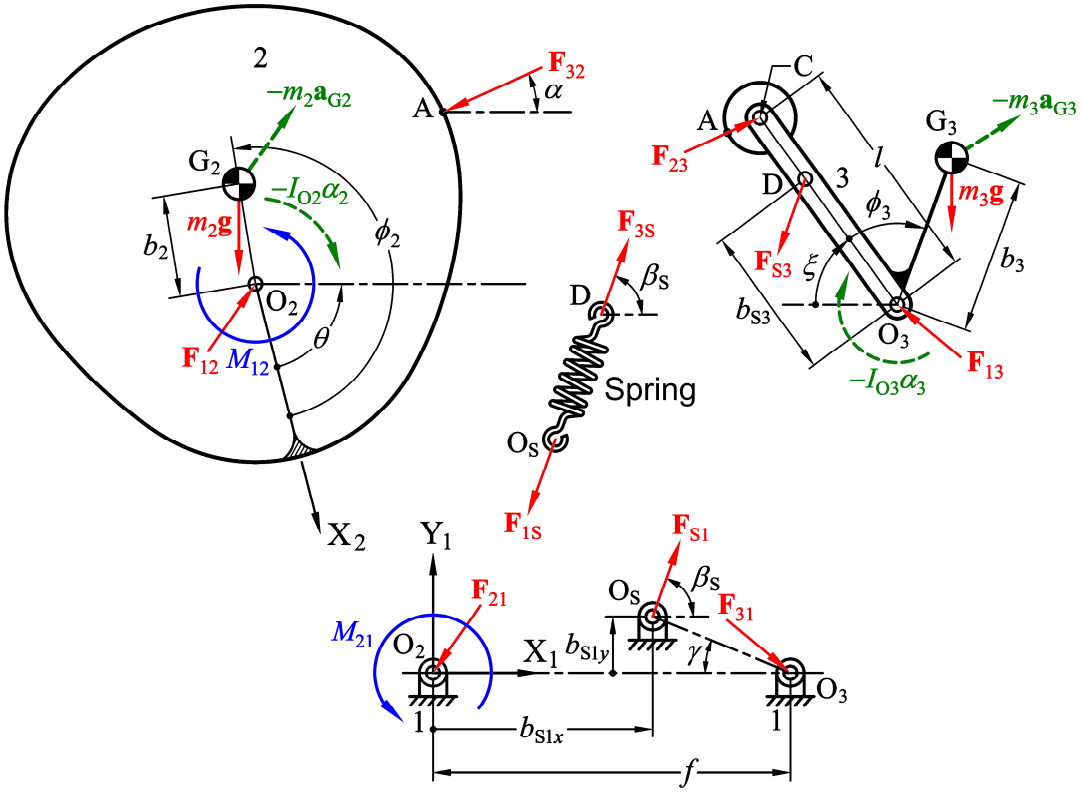


圖 4　搖擺式滾子型從動件凸輪機構之受力自由體圖

基於牛頓第二運動定律，凸輪上所受的合力會等於其在質心 G_2 上的慣性力 $m_2\mathbf{a}_{G2}$，而其所受的合力矩會等於其慣性力矩 $I_{O2}\alpha_2$；$\mathbf{a}_{G2}$ 與 α_2 分別為凸輪的質心加速度與角加速度。同時，從動件上所受的合力會等於其在質心 G_3 上的慣性力 $m_3\mathbf{a}_{G3}$，而其所受的合力矩會等於其慣性力矩 $I_{O3}\alpha_3$；$\mathbf{a}_{G3}$ 與 α_3 分別為從動件的質心加速度與角加速度。必須注意的是，圖 4 是基於達朗伯特原理（D'Alembert's principle）[5, 6]所繪製。因此，各項慣性力與慣性力矩皆加上負號，用以表示作用於機件之合力加上其慣性力的負值會等於零，且作用於機件之合力矩加上其慣性力矩的負值亦會等於零，藉此將真實與虛擬的力與力矩皆標示於同一自由體圖之中。

4.2 平衡方程式推導

基於牛頓第二運動定律及達朗伯特原理，可分別推導出機架、凸輪、從動件等三者的力平衡與力矩平衡方程式。然而，由於機架上所受到的力與力矩會分別等於其施予凸輪與從動

件者的反作用力或反作用力矩，故在進行動力分析時只需推導出凸輪與從動件的平衡方程式即可進行後續的求解。

4.2.1 凸輪之方程式推導

基於圖 4 之自由體圖與達朗伯特原理，作用於凸輪之合力加上其慣性力的負值會等於零。因此，其向量方程式為

$$\mathbf{F}_{12}+\mathbf{F}_{32}+m_2\mathbf{g}+(-m_2\mathbf{a}_{\mathrm{G2}})=\mathbf{0} \tag{35}$$

其中，$\mathbf{g}$ 為重力加速度向量：

$$\mathbf{g}=\begin{Bmatrix}0\\-g\end{Bmatrix} \tag{36}$$

其重力加速度常數 $g=9.80665\ \mathrm{m/s^2}$，而凸輪的質心加速度 $\mathbf{a}_{\mathrm{G2}}$ 為

$$\begin{aligned}\mathbf{a}_{\mathrm{G2}}&=\begin{Bmatrix}a_{\mathrm{G2}x}\\a_{\mathrm{G2}y}\end{Bmatrix}=b_2\alpha_2\begin{Bmatrix}-\sin(\phi_2-\theta)\\\cos(\phi_2-\theta)\end{Bmatrix}+b_2\omega_2^2\begin{Bmatrix}-\cos(\phi_2-\theta)\\-\sin(\phi_2-\theta)\end{Bmatrix}\\&=\begin{Bmatrix}-b_2\alpha_2\sin(\phi_2-\theta)-b_2\omega_2^2\cos(\phi_2-\theta)\\b_2\alpha_2\cos(\phi_2-\theta)-b_2\omega_2^2\sin(\phi_2-\theta)\end{Bmatrix}\end{aligned} \tag{37}$$

其基本上是由凸輪質心 G_2 的切線與法線（向心）加速度向量所加總而成，而其中的 b_2 與 ϕ_2 兩個參數可由(32)式中之凸輪件質心 $\mathbf{R}_2$ 求得：

$$b_2=\sqrt{x_{cm}^2+y_{cm}^2} \tag{38}$$

$$\phi_2=\tan^{-1}\left(\frac{y_{cm}}{x_{cm}}\right) \tag{39}$$

其中，ϕ_2 在實務上可透過 Matlab® 軟體中的 atan2 函數求解，以得出較為合理的結果。同時，作用於凸輪之合力矩加上其慣性力矩的負值亦會等於零。因此，對 O_2 點取力矩時，其向量方程式為

$$\hat{\mathbf{R}}(\theta)\times\mathbf{F}_{32}+\mathbf{O}_2\mathbf{G}_2\times m_2\mathbf{g}+M_{12}\mathbf{k}+(-I_{\mathrm{O2}}\alpha_2)\mathbf{k}=\mathbf{0} \tag{40}$$

其中，$\hat{\mathbf{R}}(\theta)$ 為表示於座標系 $\mathrm{O}_2\text{-}\mathrm{X}_1\mathrm{Y}_1$ 中的 $\mathbf{O}_2\mathbf{A}$ 向量，其可透過下式加以計算：

$$\hat{\mathbf{R}}(\theta)=\begin{Bmatrix}\hat{x}_{\mathrm{A}}(\theta)\\\hat{y}_{\mathrm{A}}(\theta)\end{Bmatrix}=\begin{bmatrix}\cos\theta&\sin\theta\\-\sin\theta&\cos\theta\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}x_{\mathrm{A}}(\theta)\\y_{\mathrm{A}}(\theta)\end{Bmatrix}=\begin{bmatrix}\cos\theta&\sin\theta\\-\sin\theta&\cos\theta\end{bmatrix}\mathbf{R}(\theta) \tag{41}$$

換言之，$\hat{\mathbf{R}}(\theta)$ 可透過(1)式中之輪廓接觸點向量式 $\mathbf{R}(\theta)$ 乘上一座標旋轉矩陣而求得，且其中的座標旋轉角度即為凸輪的角位移 θ。至於表示於座標系 $\mathrm{O}_2\text{-}\mathrm{X}_1\mathrm{Y}_1$ 中的 $\mathbf{O}_2\mathbf{G}_2$ 向量則可透過下式加以計算：

$$\mathbf{O}_2\mathbf{G}_2=\begin{Bmatrix}b_2\cos(\phi_2-\theta)\\b_2\sin(\phi_2-\theta)\end{Bmatrix} \tag{42}$$

此外，由於凸輪輪廓與從動件之接觸點 A 的公法線與水平線之夾角 α 可由(3)式求得而視為已知，因此，接觸力 $\mathbf{F}_{32}$ 可以進一步地表示為

$$\mathbf{F}_{32}=\begin{Bmatrix}F_{32x}\\F_{32y}\end{Bmatrix}=F_{32}\begin{Bmatrix}\cos\alpha\\\sin\alpha\end{Bmatrix} \tag{43}$$

換言之，接觸力 $\mathbf{F}_{32}$ 的傳遞方向為已知條件，而其數值 F_{32} 則為未知。最後，將(35)、(40)兩式中的各分量拆解出並簡化為平面問題後，可得出以下三條純量方程式：

$$F_{12x}+F_{32}\cos\alpha=m_2a_{\mathrm{G}2x} \tag{44}$$

$$F_{12y}+F_{32}\sin\alpha=m_2a_{\mathrm{G}2y}+m_2g \tag{45}$$

$$-F_{32}\hat{y}_A(\theta)\cos\alpha+F_{32}\hat{x}_A(\theta)\sin\alpha+M_{12}=I_{\mathrm{O}2}\alpha_2+m_2gb_2\cos(\phi_2-\theta) \tag{46}$$

以上三式之等號左側包含 F_{12x}、F_{12y}、F_{32}、M_{12} 等四項未知數，而等號右側則皆為已知項。

4.2.2 從動件之方程式推導

基於圖 4 之自由體圖與達朗伯特原理，作用於從動件之合力加上其慣性力的負值會等於零。因此，其向量方程式為

$$\mathbf{F}_{13}+\mathbf{F}_{23}+\mathbf{F}_{\mathrm{S}3}+m_3\mathbf{g}+(-m_3\mathbf{a}_{\mathrm{G}3})=\mathbf{0} \tag{47}$$

其中，從動件的質心加速度 $\mathbf{a}_{\mathrm{G}3}$ 為

$$\begin{aligned}\mathbf{a}_{\mathrm{G}3}&=\begin{Bmatrix}a_{\mathrm{G}3x}\\a_{\mathrm{G}3y}\end{Bmatrix}=b_3\alpha_3\begin{Bmatrix}-\sin(\phi_3+\xi)\\-\cos(\phi_3+\xi)\end{Bmatrix}+b_3\omega_3^2\begin{Bmatrix}\cos(\phi_3+\xi)\\-\sin(\phi_3+\xi)\end{Bmatrix}\\&=\begin{Bmatrix}-b_3\alpha_3\sin(\phi_3+\xi)+b_3\omega_3^2\cos(\phi_3+\xi)\\-b_3\alpha_3\cos(\phi_3+\xi)-b_3\omega_3^2\sin(\phi_3+\xi)\end{Bmatrix}\end{aligned} \tag{48}$$

其基本上是由從動件質心 G_3 的切線與法線（向心）加速度向量所加總而成。令其中的 b_3 與 ϕ_3 兩個參數為已知條件，而從動件的角速度 ω_3 與角加速度 α_3 為

$$\begin{cases}\omega_3=-\dot{\xi}=-\dot{s}=-s'\omega_2=-v(\theta)\omega_2\\\alpha_3=-\ddot{\xi}=-\ddot{s}=-(s''\omega_2^2+s'\alpha_2)=-a(\theta)\omega_2^2-v(\theta)\alpha_2\end{cases} \tag{49}$$

同時，作用於從動件之合力矩加上其慣性力矩的負值亦會等於零。因此，對 O_3 點取力矩時，其向量方程式為

$$\mathbf{O}_3\mathbf{C}\times\mathbf{F}_{23}+\mathbf{O}_3\mathbf{D}\times\mathbf{F}_{\mathrm{S}3}+\mathbf{O}_3\mathbf{G}_3\times m_3\mathbf{g}+(-I_{\mathrm{O}3}\alpha_3)\mathbf{k}=\mathbf{0} \tag{50}$$

其中，表示於座標系 O_2-$\mathrm{X}_1\mathrm{Y}_1$ 中的 $\mathbf{O}_3\mathbf{C}$、$\mathbf{O}_3\mathbf{D}$ 與 $\mathbf{O}_3\mathbf{G}_3$ 向量可分別透過以下三式加以計算：

$$\mathbf{O}_3\mathbf{C}=\begin{Bmatrix}l\cos(180^\circ-\xi)\\l\sin(180^\circ-\xi)\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}-l\cos\xi\\l\sin\xi\end{Bmatrix} \tag{51}$$

$$\mathbf{O}_3\mathbf{D}=\begin{Bmatrix}b_{\mathrm{S}3}\cos(180^\circ-\xi)\\b_{\mathrm{S}3}\sin(180^\circ-\xi)\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}-b_{\mathrm{S}3}\cos\xi\\b_{\mathrm{S}3}\sin\xi\end{Bmatrix} \tag{52}$$

$$\mathbf{O}_3\mathbf{G}_3=\begin{Bmatrix}b_3\cos(180^\circ-\xi-\phi_3)\\b_3\sin(180^\circ-\xi-\phi_3)\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}-b_3\cos(\xi+\phi_3)\\b_3\sin(\xi+\phi_3)\end{Bmatrix} \tag{53}$$

由於接觸力 $\mathbf{F}_{23}$ 與 $\mathbf{F}_{32}$ 互為作用力與反作用力，故可進一步地表示為

$$\mathbf{F}_{23}=\begin{Bmatrix}F_{23x}\\F_{23y}\end{Bmatrix}=F_{23}\begin{Bmatrix}\cos\alpha\\\sin\alpha\end{Bmatrix} \tag{54}$$

換言之，接觸力 $\mathbf{F}_{23}$ 的傳遞方向為已知條件，而其數值 F_{32}（$=-F_{32}$）則為未知。然後，彈簧力 $\mathbf{F}_{S3}$ 可進一步地表示為

$$\mathbf{F}_{S3}=\begin{Bmatrix}F_{S3x}\\F_{S3y}\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}F_S\cos(\beta_S+180°)\\F_S\sin(\beta_S+180°)\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}-F_S\cos\beta_S\\-F_S\sin\beta_S\end{Bmatrix} \tag{55}$$

其中，F_S 為彈簧力的大小，而 β_S 為彈簧與水平方向的夾角，其為

$$\beta_S=\angle \mathrm{DO_SO_3}-\gamma=\cos^{-1}\left(\frac{(\mathrm{O_SO_3})^2+(\mathrm{O_SD})^2-b_{S3}^2}{2(\mathrm{O_SO_3})(\mathrm{O_SD})}\right)-\tan^{-1}\left(\frac{b_{S1y}}{f-b_{S1x}}\right) \tag{56}$$

而且，

$$\mathrm{O_SO_3}=\sqrt{(f-b_{S1x})^2+b_{S1y}^2} \tag{57}$$

$$\mathrm{O_SD}=\sqrt{b_{S3}^2+(\mathrm{O_SO_3})^2-2b_{S3}(\mathrm{O_SO_3})\cos\left[\xi-\tan^{-1}\left(\frac{b_{S1y}}{f-b_{S1x}}\right)\right]} \tag{58}$$

因此，彈簧力的大小 F_S 可透過下式加以計算：

$$F_S=F_{Si}+k_S(\mathrm{O_SD}-l_{Si}) \tag{59}$$

其中，F_{Si} 為拉伸彈簧的初始張力，k_S 為彈簧常數，而 l_{Si} 為拉伸彈簧的初始長度（即自由長度）。最後，將(47)、(50)兩式中的各分量拆解出並簡化為平面問題後，可得出以下三條純量方程式：

$$F_{13x}+F_{23}\cos\alpha=m_3a_{G3x}-F_{S3x} \tag{60}$$

$$F_{13y}+F_{23}\sin\alpha=m_3a_{G3y}+m_3g-F_{S3y} \tag{61}$$

$$\begin{aligned}-(F_{23}\cos\alpha)l\sin\xi-(F_{23}\sin\alpha)l\cos\xi=I_{O3}\alpha_3-m_3gb_3\cos(\xi+\phi_3)\\+F_{S3x}b_{S3}\sin\xi+F_{S3y}b_{S3}\cos\xi\end{aligned} \tag{62}$$

以上三式之等號左側包含 F_{13x}、F_{13y}、F_{23}（$=-F_{32}$）等三項未知數，而等號右側則皆為已知項。

4.3 線性聯立方程式及其求解

將(44)～(46)及(60)～(62)等六式進行聯立，可得到六條線性聯立方程式與 F_{12x}、F_{12y}、F_{13x}、F_{13y}、F_{23}（$=-F_{32}$）、M_{12} 等六項未知數。因此，可透過線性代數方法求解該六項未知數。將該六式重新整理並化簡後，可得到以下六條線性聯立方程式：

$$F_{12x}-F_{23}\cos\alpha=m_2a_{G2x} \tag{63}$$

$$F_{12y}-F_{23}\sin\alpha=m_2(a_{G2y}+g) \tag{64}$$

$$F_{23}[\hat{y}_A(\theta)\cos\alpha-\hat{x}_A(\theta)\sin\alpha]+M_{12}=I_{O2}\alpha_2+m_2gb_2\cos(\phi_2-\theta) \tag{65}$$

$$F_{13x}+F_{23}\cos\alpha=m_3a_{G3x}-F_{S3x} \tag{66}$$

$$F_{13y} + F_{23}\sin\alpha = m_3(a_{G3y} + g) - F_{S3y} \tag{67}$$

$$\begin{aligned} -F_{23}l(\cos\alpha\sin\xi + \sin\alpha\cos\xi) = I_{O3}\alpha_3 - m_3 g b_3\cos(\xi+\phi_3) \\ + (F_{S3x}\sin\xi + F_{S3y}\cos\xi)b_{S3} \end{aligned} \tag{68}$$

以上六式可以整理成線性系統的矩陣形式：

$$[\mathbf{A}]\{\mathbf{x}\} = \{\mathbf{b}\} \tag{69}$$

其中，

$$[\mathbf{A}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -\cos\alpha & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & -\sin\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & A_{35} & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & \cos\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & \sin\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & A_{65} & 0 \end{bmatrix} \tag{70}$$

$$A_{35} = \hat{y}_A(\theta)\cos\alpha - \hat{x}_A(\theta)\sin\alpha \tag{71}$$

$$A_{65} = -l(\cos\alpha\sin\xi + \sin\alpha\cos\xi) \tag{72}$$

而且，

$$\{\mathbf{x}\} = \begin{Bmatrix} F_{12x} \\ F_{12y} \\ F_{13x} \\ F_{13y} \\ F_{23} \\ M_{12} \end{Bmatrix} \tag{73}$$

$$\{\mathbf{b}\} = \begin{Bmatrix} m_2 a_{G2x} \\ m_2(a_{G2y} + g) \\ I_{O2}\alpha_2 + m_2 g b_2\cos(\phi_2 - \theta) \\ m_3 a_{G3x} - F_{S3x} \\ m_3(a_{G3y} + g) - F_{S3y} \\ I_{O3}\alpha_3 - m_3 g b_3\cos(\xi+\phi_3) + (F_{S3x}\sin\xi + F_{S3y}\cos\xi)b_{S3} \end{Bmatrix} \tag{74}$$

因此，由未知數所構成的向量$\{\mathbf{x}\}$可由下式求得：

$$\{\mathbf{x}\} = [\mathbf{A}]^{-1}\{\mathbf{b}\} \tag{75}$$

對於上式中之$[\mathbf{A}]$矩陣的反矩陣計算可透過 Matlab®等套裝軟體加以進行，如此可簡化求解的程序。必須注意的是，$[\mathbf{A}]$矩陣與$\{\mathbf{b}\}$向量中的部份元素會隨著凸輪的角位移θ而變化。因此，在進行動力分析時，必須在$\theta = 0°$～$360°$的範圍內透過(75)式求解每一θ角度值下所對應的未知數向量$\{\mathbf{x}\}$，方能得到完整的計算結果。

4.4 搖撼力與搖撼力矩推導

搖撼力（Shaking force）與搖撼力矩（Shaking moment）之定義為機架上所承受的動態合

力與合力矩，其變化會影響機構的動平衡。基於圖 4 之自由體圖，搖撼力 $\mathbf{F}_{sh}$ 可表示為

$$\mathbf{F}_{sh}=\begin{Bmatrix}F_{shx}\\F_{shy}\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}F_{21x}+F_{31x}+F_{S1x}\\F_{21y}+F_{31y}+F_{S1y}-(-m_2g)-(-m_3g)\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}-F_{12x}-F_{13x}-F_{S3x}\\-F_{12y}-F_{13y}-F_{S3y}+(m_2+m_3)g\end{Bmatrix} \tag{76}$$

在上式中，施加於機架上的重力$(-m_2g)$與$(-m_3g)$因屬於靜態負載而被加以排除，藉以呈現僅由動態負載所造成的搖撼力。同時，對 O_2 點取力矩時，搖撼力矩 M_{sh} 可表示為

$$M_{sh}=M_{21}+F_{31y}f-F_{S1x}b_{S1y}+F_{S1y}b_{S1x}=-M_{12}-F_{13y}f+F_{S3x}b_{S1y}-F_{S3y}b_{S1x} \tag{77}$$

在透過(75)式求解$\{\mathbf{x}\}$向量之後，可將解出的各個分量分別代入(76)、(77)兩式以計算出機架上所承受的搖撼力與搖撼力矩。

5. 動力分析之計算實例

本節針對第 4 節所述的理論方法透過一實例以進行演示。本節以 Chang 與 Hu [12]在其實驗研究中所採用的一機構實體模型為對象以進行其動力分析。該機構模型的照片如圖 5 所示，其理論設計參數與在 3.4 節中所採用的盤形凸輪機構範例完全相同。基於 3.4 節所得到的計算結果，凸輪件的各項參數分別為：$m_2 = 0.7916$ kg、$b_2 = 16.1122$ mm、$\phi_2 = 176.1783°$與 $I_{O2} = 1589.8822$ kg-mm^2。基於圖 6 之 CAD 模型（由 SolidWorks®軟體所建構），從動件的各項參數分別給定為：$m_3 = 0.3946$ kg、$b_3 = 22.1530$ mm、$\phi_3 = 0°$與 $I_{O3} = 435.9578$ kg-mm^2。同時，與拉伸彈簧相關的各項參數分別給定為：$F_{Si} = 25.5$ N、$k_S = 3.14$ N/mm、$l_{Si} = 64.5$ mm、$b_{S3} = 36$ mm、$b_{S1x} = 70$ mm 與 $b_{S1y} = -50$ mm。此外，凸輪件為等速旋轉，令其角速度與角加速度分別為$\omega_2 = 52.3599$ rad/s cw（即 500 rpm cw）與$\alpha_2 = 0$ rad/s^2 以進行該凸輪機構的動力分析。

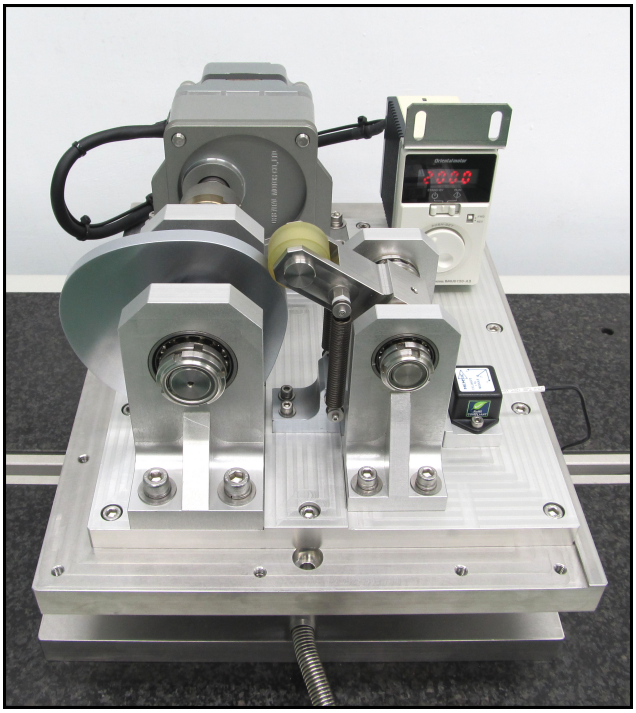


圖 5　動力分析對象機構之實體模型照片[12]

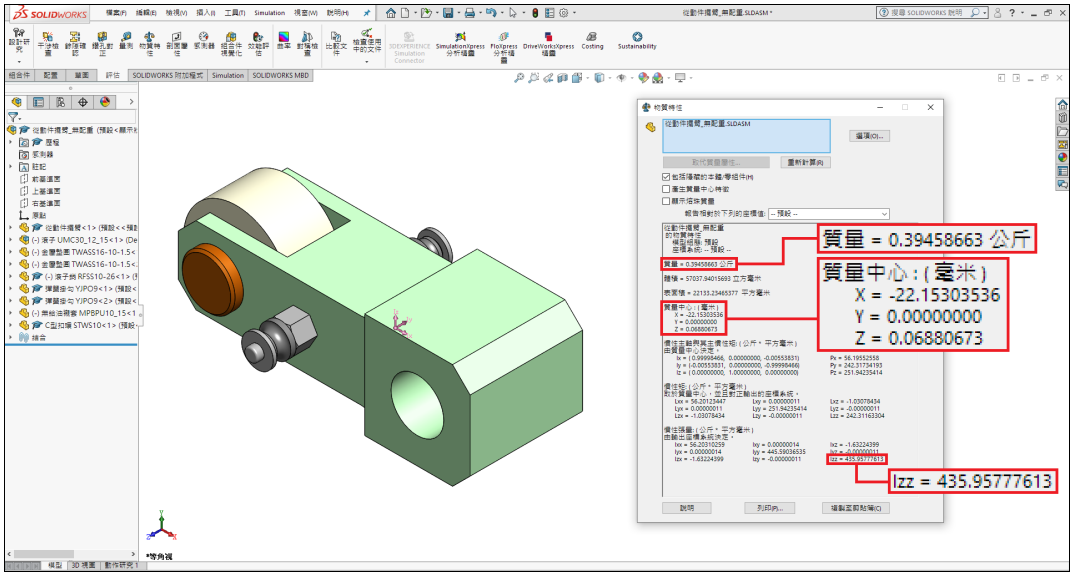


圖 6　從動件之 CAD 模型及其物理性質模擬結果

上述凸輪機構的動力分析結果如圖 7～圖 12 所示。圖 7 與圖 8 所示分別為在固定樞軸 O_2 與 O_3 上所承受的作用力 $\mathbf{F}_{12}$ 與 $\mathbf{F}_{13}$ 之 X_1 方向分力（F_{12x} 與 F_{13x}）、Y_1 方向分力（F_{12y} 與 F_{13y}）與力量大小（F_{12} 與 F_{13}）的變化曲線。圖 9 所示則為凸輪與從動件在接觸點 A 上的接觸力 $\mathbf{F}_{23}$ 之 X_1 方向分力（F_{23x}）、Y_1 方向分力（F_{23y}）與力量大小（F_{23}）的變化曲線。各項作用力曲線皆呈現明顯的周期性變化，且皆會在從動件運動之起點與終點處（$\theta = 0°$、110°、170°、280°、360°時）出現斜率不連續的情況。值得注意的是，$\mathbf{F}_{13}$ 與 $\mathbf{F}_{23}$ 在從動件暫停時（$\theta = 110°$～170° 與 $\theta = 280$～360°時）皆為固定向量，而 $\mathbf{F}_{12}$ 則不然。此情況基本上反映了從動件處於暫停狀態時，其慣性力 $m_3\mathbf{a}_{G3}$ 會為零向量，並使得 $\mathbf{F}_{13}$、$\mathbf{F}_{23}$ 與彈簧力 $\mathbf{F}_{S3}$ 皆會形成靜態力；至於凸輪件則因進行等速旋轉，使其慣性力 $m_2\mathbf{a}_{G2}$ 恆等於其向心加速度，並使得 $\mathbf{F}_{12}$ 在任一瞬間皆不會形成靜態力。此外，由於 F_{23} 的數值始終為正值，使得 $\mathbf{F}_{23}$ 向量始終處於第一象限（而 $\mathbf{F}_{32}$ 向量則始終處於第三象限），並使得凸輪與從動件在運動過程中可持續保持接觸。若 F_{23} 的數值出現正負變化的狀況，則代表凸輪與從動件在 $F_{23} = 0$ 時會出現瞬間脫離接觸並隨後產生撞擊的狀況〔即出現從動件的跳上現象（Follower jump）[14, 15]〕，其原因通常為因凸輪轉速較高而導致從動件之慣性力過大，亦或由於彈簧力不足所導致。因此，在分析接觸力 $\mathbf{F}_{23}$ 的計算結果時，必須特別注意跳上現象是否會發生。

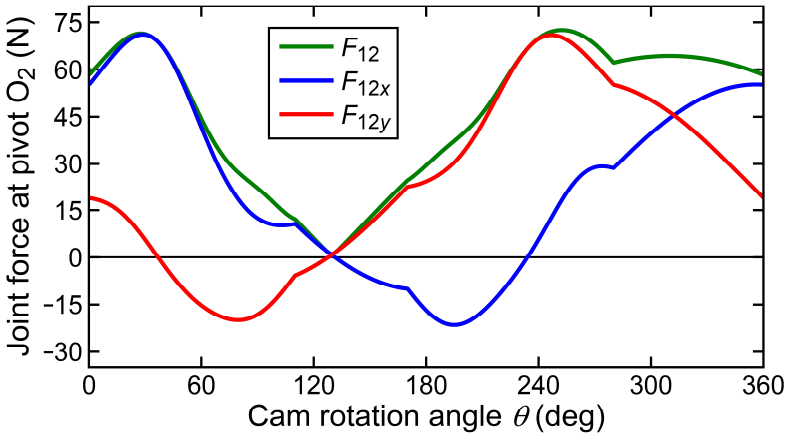


圖 7　固定樞軸 O_2 上所承受之作用力變化曲線

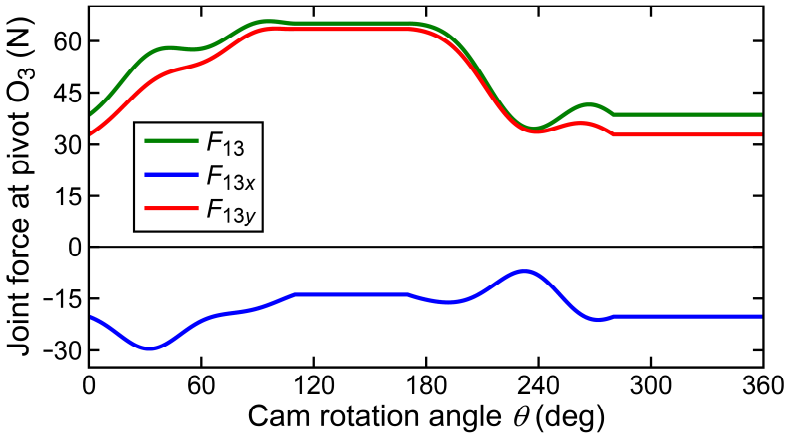


圖 8　固定樞軸 O_3 上所承受之作用力變化曲線

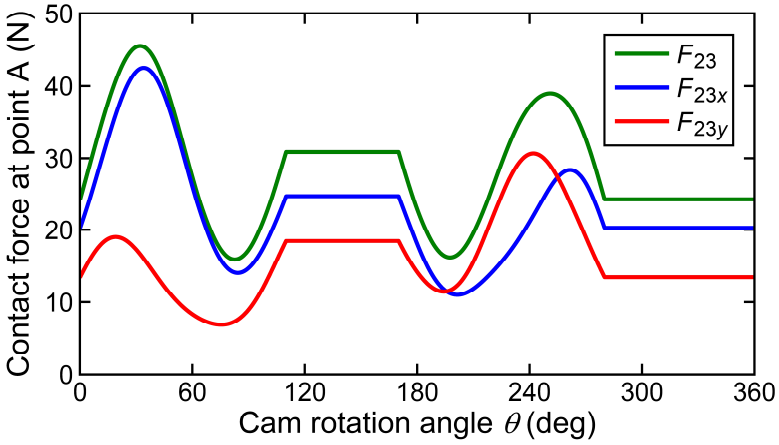


圖 9　凸輪與從動件之接觸力變化曲線

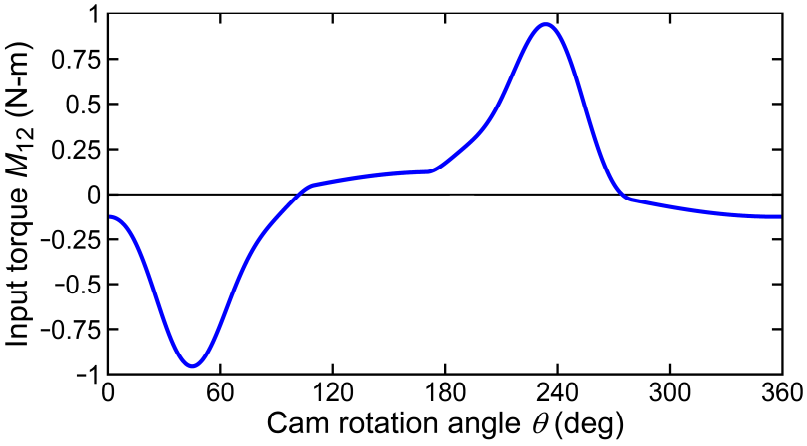


圖 10　凸輪機構之驅動扭矩變化曲線

圖 10 所示為機構之驅動扭矩 M_{12} 的變化曲線，其呈現明顯的周期性變化。由於驅動扭矩 M_{12} 的變化範圍約介於–0.96～0.94 N-m 之間，該結果可用以挑選帶動凸輪機構時所需的馬達扭矩規格。此外，由圖 10 可觀察到扭矩波動（Torque fluctuation）的現象[16-18]，該情況過大時可能會不利於馬達本身的動態穩定性，在挑選馬達時亦必須加以注意。

圖 11 與圖 12 所示分別為在機架上所承受的搖撼力與搖撼力矩變化曲線。其中，在 X_1

方向之水平搖撼力 F_{shx} 的變化範圍介於–41.643～47.601 N 之間，在 Y_1 方向垂直搖撼力 F_{shy} 的變化範圍介於–48.264～46.077 N 之間，而搖撼力矩 M_{sh} 的變化範圍介於–0.851～0.175 N-m 之間。兩分力及力矩皆呈現明顯的週期性變化，且在從動件運動之起點與終點處（θ= 0°、110°、170°、280°、360°時）的搖撼力與搖撼力矩皆會出現斜率不連續的情況。顯見該機構在運轉過程中勢必會造成一定程度的振動。後續可設法透過動平衡設計來降低搖撼力與搖撼力矩的大小，藉以減輕該機構的振動程度。

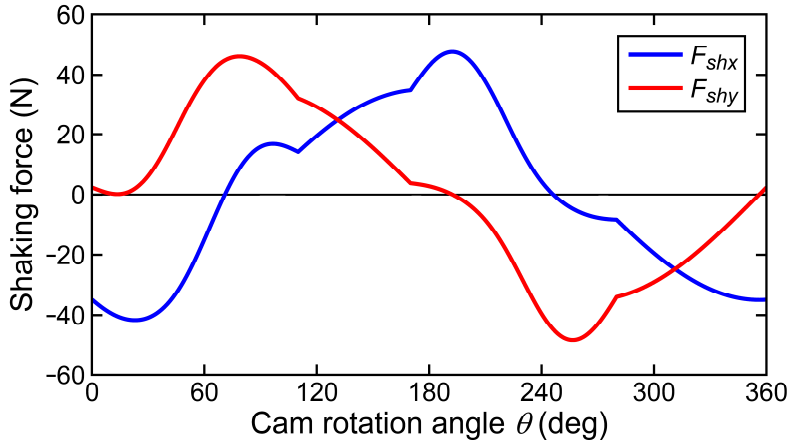


圖 11　機架上所承受之搖撼力變化曲線

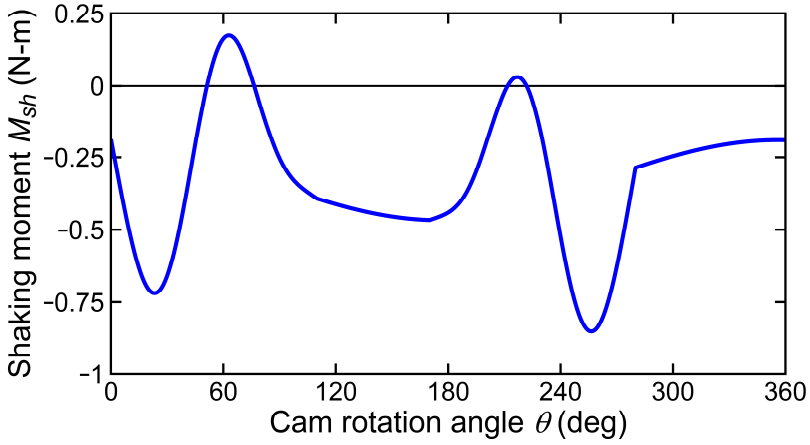


圖 12　機架上所承受之搖撼力矩變化曲線

6. 結論

本文以「搖擺式滾子型從動件凸輪機構」為對象，整理並演示了其在進行動力分析時所需的理論推導與求解過程，且已透過一計算實例以呈現具體的動力分析結果。在該計算實例中，分析對象機構的各接頭作用力、驅動扭矩、搖撼力與搖撼力矩等皆呈現明顯的周期性變化，且皆會在從動件運動之起點與終點處出現斜率不連續的情況；顯見該機構在運轉過程中勢必會造成一定程度的振動。後續可設法透過動平衡設計以減輕該機構的振動程度。

本文的推導與整理可使設計者在進行盤形凸輪機構的動力分析時有更完整的參考依據，並可提供讀者作為日後教學、研究與應用時的參考。本文所整理並演示的動力分析之理論方法可進一步地擴展至「平移式滾子型從動件凸輪機構」、「平移式平面型從動件凸輪機構」、「搖擺式平面型從動件凸輪機構」等其他盤形凸輪機構，以進行這些機構的動力分析。

參考文獻

[1] Norton, R. L., *Design of Machinery*, 3rd Ed., McGraw-Hill, New York, 2004.
[2] Martin, G. H., *Kinematics and Dynamics of Machines*, 2nd Ed., McGraw-Hill, New York, 1994.
[3] Mabie, H. H. and Reinholtz, C. F., *Mechanisms and Dynamics of Machinery*, 4th Ed., John Wiley & Sons, New York, 1987.
[4] Erdman, A. G., Sandor, G. N., and Kota, S., *Mechanism Design—Analysis and Synthesis, Vol. 1*, 4th Ed., Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 2001.
[5] Uicker Jr., J. J., Pennock, G. R., and Shigley, J. E., *Theory of Machines and Mechanisms*, 3rd Ed., Oxford University Press, New York, 2003.
[6] Wilson, C. E. and Sadler, J. P., *Kinematics and Dynamics of Machinery*, 3rd Ed., Pearson Education, Upper Saddle River, New Jersey, 2003.
[7] 顏鴻森、吳隆庸、黃文敏、吳益彰、藍兆杰，*現代機構學*，東華書局，2020。
[8] Wu, L. I., "Calculating conjugate cam profiles by vector equations," *Journal of Mechanical Engi- neering Science*, Vol. 217, No. 10, pp. 1117-1123, 2003.
[9] 吳隆庸、張文桐，「盤形凸輪輪廓及其加工刀具路徑之解析計算法」，*機械月刊*，第 351 期，10 月號，第 72-87 頁，2004。
[10] 顏鴻森、吳隆庸，*機構學*，第 4 版，東華書局，2014。
[11] Chang, W. T., Kao, H. L. and Fang, Y. Y., "Optimal synthesis of disk cam mechanisms with a roller follower considering cam size minimization and rotational balancing," *Proceedings of the 14th IFToMM World Congress*, Paper No. PS3-012, Taipei International Convention Center, Taipei, 2015.
[12] Chang, W. T. and Hu, Y. E., "An integrally formed design for the rotational balancing of disk cams," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 161, 104282, 2021.
[13] Chang, W. T., Hu, Y. E., and Chang, W. C., "An improved design for rotating balance of assembled type conjugate disk cams," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 171, 104700, 2022.
[14] Norton, R. L., Cam *Design and Manufacturing Handbook*, 2nd Ed., Industrial Press, New York, 2009.
[15] Rothbart, H. A. (Ed.), *Cam Design Handbook*, McGraw-Hill, New York, 2004.
[16] Wu, C. J. and Angeles, J., "The optimum synthesis of an elastic torque-compensating cam mechanism," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 36, No. 2, pp. 245-259, 2001.
[17] Demeulenaere, B. and de Schutter, J., "Input torque balancing using an inverted cam mechanism," Trans. ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 127, No. 5, pp. 887-900, 2005.
[18] Lin, D. Y., Hou, B. J., Lan, C. C., "A balancing cam mechanism for minimizing the torque fluctuation of engine camshafts," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 108, pp. 160-175, 2017.

古日本機關人偶「からくり人形」探源

張智傑[1] 陳羽薰[2]

[1]碩士生，國立台灣科技大學機械工程系 m10803155@mail.ntust.edu.tw
[2]助理教授，國立台灣科技大學機械工程系 yhchen@mail.ntust.edu.tw

摘要

日本自平安時代(794-1185)到江戶時代(1607-1867)所發展的機關人偶(からくり人形)，是藉由機構設計，將輸入動力轉化為特定表演動作的自動機。機關人偶的演進除了可作為日本各階段機械工藝技術發展的指標之一，亦是日本在各時期與其他國家文化交流的佐證。本研究彙整古中國及古歐洲的自動機傳入日本之相關紀錄，並探討在此一千多年間日本的機關人偶的設計者與相關文獻紀錄，藉此歸納日本機械工藝的發展脈絡。

1. 前言

機關人偶(からくり人形)在日本機械發展史極具影響，並在江戶時代(1603-1867)達到發展巔峰，被認為是機器人以及機電整合的祖先[1]。其詞源「からくり」，在日文廣義上為機關、機構或是系統之意；狹義上是特指鐘錶及機關人偶等自動裝置[2]，而在寺島良安所撰的《和漢三才圖會》[3]第十七卷的木偶項目中記載：「用線者稱文操(あやつり)」，「不用線者稱巧機(からくり) 」。因此本研究將機關人偶定義為，在作動過程中不由人為操作，將動力源經由內部機構傳動，使人偶輸出可以達到複雜且多變的動作以用於表演，有娛樂大眾的效果。

古日本的機關人偶主要分成三大類，以車輪帶動用於祭典的「山車機關人偶」、使用發條或流體帶動並在戶外給大眾表演的「劇場機關人偶」、以及可在屋內自娛的「座敷機關人偶」，以上三者機關人偶皆屬於自動機(Automata)的一種，縱觀日本的工藝技術發展，多由外國傳入從而造成一定程度的影響。本研究首先彙整影響機關人偶發展的背景，探討江戶時代對機關人偶產生影響的外國相關發明。其次，藉由收集日本古籍文獻中對於機關人偶的紀錄與敘述，進一步呈現機關人偶在古日本江戶時代時發展的技術脈絡。

2. 文化交流與技術影響

日本三大類機關人偶之傳入技術的相關發明，包含中國指南車對應的山車機關人偶、以及中國漏刻與歐洲機械鐘所影響的劇場機關人偶和座敷機關人偶。因此，本節彙整影響機關人偶發展的背景與歷史文獻。

2.1 指南車與漏刻

關於古日本機關人偶的歷史，最早可追溯到西元 7 世紀，古日本的科技及文化受到中國的影響，除了天文曆法和社會制度之外，在技術上也帶來了槓桿、滑車、水車等等的設備，「指南車」和「漏刻水鐘」類型的自動機也傳入日本[4-5]。如指南車和漏刻水鐘這種可將動力源(車輪轉動和水流)轉化為一種特定輸出(人偶指向固定和報時功能)，可視為古日本機關人偶的先祖，而指南車與漏刻水鐘對機關人偶帶來不同的發展與影響。

指南車在古日本的歷史文獻中，最早在飛鳥時代(592-710)有製造的文字紀錄，以及平安

時代(794-1185)的日本書紀[5]記載漢人歸化日本的僧人智諭(智由)製造了指南車，並進獻予天皇。《日本書紀》乃是正史而非機械設計方面的書籍，所以無法從中得知任何機構的詳細記載，然而古日本於西元七世紀全面學習並導入中國文化，因此可探討西元七世紀前，指南車在古中國研製成功之記載，從中窺知一二。根據王振鐸[6]考證，最早製作成功的例子為三國時代(220-280)的馬均。包括三國志[7]、宋書[8]、南齊書[9]、宋史[10]等文獻，均紀錄三國時代以來，多次改朝換代以及戰亂使得中國指南車多次被破壞或遺失，到了初唐時期的楊務廉也無法將指南車再次製造出來，又再度失傳，而智諭為漢人歸化到日本的僧侶，與楊務廉屬於同時期的人物，在以上時空背景之推論下，並無法合理證明智諭所製造的指南車的功能性，有可能是僅有外觀的車體和人偶。

西元 1 世紀王充所著的《論衡》記載：「司南之杓，投之於地，其柢南指」[11]，可見在當時中國已掌握指南針的製法，所以如「姚興指南車」這種由人為的方式控制指南車人偶所指的方向，可推測是由磁針判別方向。而日本最早提到磁石的記載為菅野真道的《續日本記》：「又令大倭參河並獻雲母、伊勢水銀、……、近江慈石」[12]，可知西元 713 年有進貢近江國(日本中部地區)「慈石」的紀錄，磁在古字本寫作「慈」，後來偏旁加入「石」字而分化出「磁」，現今則寫作「磁」，因此近江國在當時可能已盛產磁石。儘管日本古文獻提到磁石的時間點與智諭製作指南車稍晚，然而可由「近江慈石」之記載推測日本也許在更早之前就已知磁石的特性，再考慮到當時工藝水平可能幾百年如一，智諭也為漢人的情況下，也有已知磁針的製法的可能，因此在智諭指南車功能正常的情況下，另一可能為姚興版本的指南車。

中國指南車有確切描述內部機件及作動方式的文獻記載為元朝脫脫所撰的《宋史》，於西元 1027 年的燕肅與西元 1107 年的吳德仁先後研製成功[6]，中國指南車直到此時才得以明確知道是由機構的方式作動。在智諭之後古日本也有指南車的相關記載，如承平年間(931-938)學者源順所撰寫的《和名類聚抄》[13]，內文也無對機構的描述，此文內容與中國宋代李昉《太平御覽》[14]所記載的內文相似，皆為轉錄的相關記載，然而僅為傳說故事。

古日本在《和名類聚抄》後，亦未見指南車製作的詳細記載，日本古籍中最後發現指南車的記載為正德年間(1711-1716)間寺島良安(1654-卒年不詳)所編撰的《和漢三才圖會》[3]，此書構思為中國王圻(1530-1615)所著的《三才圖會》，並有附圖如圖 1。在《和漢三才圖會》中，也詳細記載了指南車由中國傳說時代到成功實際做出的歷程，內容也為引用中國的古籍文獻，對指南車的機構並無描述。由圖 1 可判斷，人偶與車體之間無任何連結關係，推測到了江戶時代機械式指南車的製法應該已經失傳，也可從文獻中得知在當時指南車已是使用磁針而製的羅盤。

圖1 《和漢三才圖會》的指南車[3]

《高山山王祭禮行列繪卷》是在文化年間(1804-1818)對日本「高山祭」所展示的「屋台」進行繪畫，其中「南車台」與指南車相同，是可以將人偶的手指指向南方指示的屋台，繪畫如圖 2 所示。儘管原物已於 19 世紀末因火災而燒毀，且無法從圖中知道其內部構造，然而以車身與人偶的比例可觀察，南車台不具備磁針浮於水上的功能，因此在其功能正常的情況下，僅可由人力或機關(からくり)將手常南指的功能實現。

與智諭指南車同時期的「漏刻」也為古日本機關人偶的發展先河，可藉由沙、水、水銀等流動載體，再量測流量的變化來判讀時間，為一種計時儀器。日本書紀[5]記載皇太子初次製造了漏刻，使人民知道時間。原先古日本漏刻裝置僅有判讀時間之功能，而後將漏刻放置在「新臺」上，新臺應是使其自動報時的機關裝置，是古日本最早的自動機，雖然在漏刻報時裝置製造之後並沒有更多的相關記載，然而仍可知日本在此時期就可開發作用目的明確之機關。由天智天皇製造的漏刻裝置無實物流傳，直到西元 1732 年櫻井養仙所著的《漏刻説》才有其插畫，如圖 3(a)所示，屬於四級浮箭式的漏刻，是藉由水流入箭壺中的做水位判讀的「受水型漏刻」。其復原裝置現存於近江神宮，如圖 3(b)，然而報時裝置所使用的「新臺」無論古籍插畫或復原裝置中皆無法從中看出，僅留下浮箭所指示的計時功能，因此古日本之漏刻報時裝置可能於 1732 年前失傳。

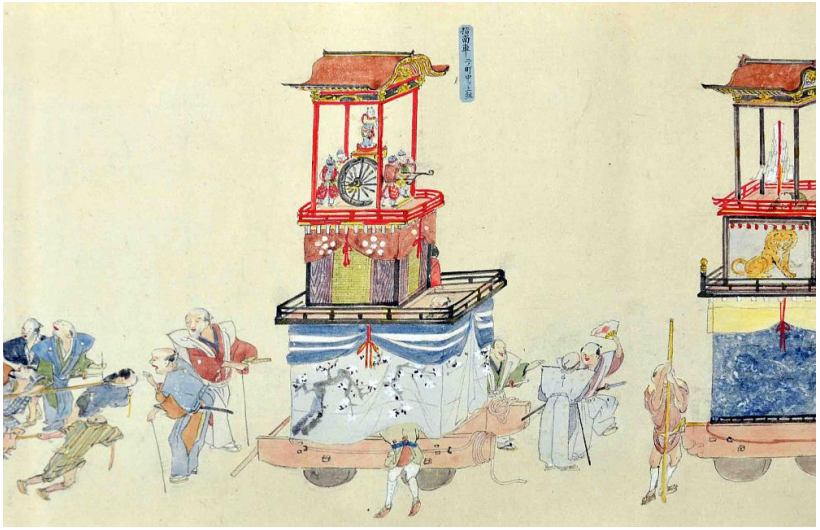
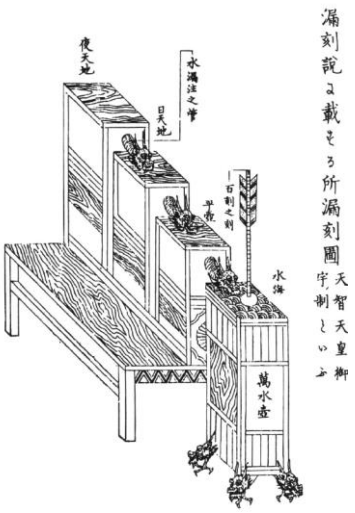


圖2　《高山山王祭禮行列繪卷》的南車台[15]



(a)《漏刻説》記載之插畫[16]

(b) 現存復原裝置[17]

圖3　天智天皇漏刻

2.2 機械鐘與和時計

日本戰國時代(1467-1590)，正逢歐洲地理大發現時期，西洋文明開始傳播到世界各地，據 Jean Crasset(1618-1692)[18]的《日本西教史》記載，天主教耶穌會的傳教士 Francisco Xavier(1506-1552)於西元 1551 年前往日本，是最早進入日本傳教的天主教傳教士。為了在當地傳播天主教，將「機械鐘」獻給當時的西國探題(地方執政者)大內義隆以取得布教許可，同時傳教士耶為了實施天主教教育設立了神學院，將改良印刷術、管風琴、天文儀器以及機械鐘的製造技術傳授給日本人，日本也因而獲得機械鐘裡發條、齒輪及擒縱機構之間的技術與應用，儘管因為戰亂導致最初的機械鐘失傳，然而在與歐洲諸國的持續交流之下，各種不同的機械鐘也陸續流入到日本，現存於日本最古老的歐洲機械鐘為西元 1612 年由新西班牙總督贈予德川家康的機械鐘，並且在日本靜岡市內祭祀德川家康的久能山東照宮作為鎮館之寶而展示[19]，如圖 4 所示。

圖4　西班牙製機械鐘[20]

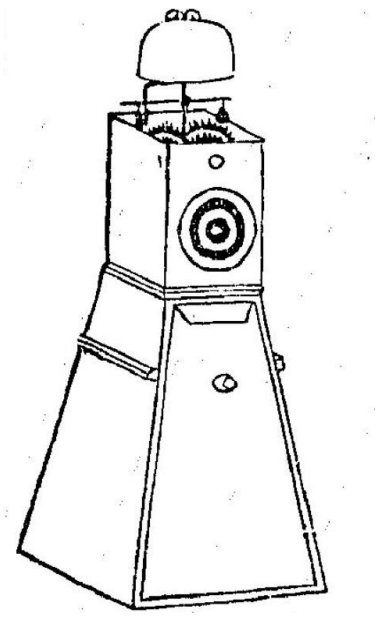


圖5　和時計[3]

由於歐洲的計時方式與古日本的計時方式不同，古日本使用十二時辰制，將晝夜各分配六個時辰，並且會因應季節導致日夜長短的改變，而更改晝夜時辰的長短，稱為「不定時法」[22]，日本人也吸收了歐洲機械鐘的製造技術，將機械鐘改良為不定時制之計時法，發展出許多獨特的「和時計」，在文字記載於西元 1598 年津田助左衛門以德川家康的機械鐘為範本，製作出最早的和時計[23-29]。圖 5 為《和漢三才圖會》中和時計之插畫，是日本最早有和時計外形之記載，並且在內文中也有記載「有懷中時計形甚小可入懷中」[3]，因此也可知除了較大形的座鐘外，小如懷錶的製造技術同樣也在日本有所發展。

3. 發展進程：日本古籍文獻

本節以江戶時代作為劃分，將機關人偶分為前期發展及後期發展，藉由古文獻的記載，除了了解機關人偶由祭典儀式及權貴的使用，逐漸向平民普及化的過程，也能了解不同時期機關人偶的性質和表演功能，包含受到中國與歐洲機械工藝技術的影響，而得到眾多設計精巧之機關人偶。

在前期發展方面，在受到中國科技的啟發後，機關人偶因而有所進展。古日本最早記載

機關人偶的古籍文獻在日本平安時代(794-1185)的《今昔物語集》[27]，記錄了高陽親王製作的機關人偶，除了倒水的實際用途之外，對人而言也具有一定的趣味。以及飛驒的工匠製造的自動開關的門，可能為人為遠端操作的機關門，同樣也具有趣味性。因此在《今昔物語集》中的記載可得知，在最初的機關人偶除了構造上趨於簡單外，同時也兼具實用性與娛樂性。室町時代(1336-1573)以後，機關人偶的發展逐漸趨於玩物的形式，以觀賞性質為重，在伏見宮貞成親王(1372-1456)所撰的《看聞御記》[28]記載了擊錚跳舞的人偶和機關燈籠。在古日本室町時代時，機關人偶以及機關燈籠皆稱為「あやつり」人偶，即為傀儡人偶。與平安時代機關人偶的比較之下，在此時期機關人偶的發展上，可看出會使用線使人偶完成複雜的動作，甚至賦予故事性，讓表演的內容更加豐富。由《看聞御記》的記載也可得知機關人偶的發展雖以娛樂性為主，但仍未在民間廣泛流傳，僅在七月十五的盂蘭盆節中在宗教祭典上進行表演，或是由皇室所收藏。

後期發展在日本進入江戶時代(1603-1867)後，由於政局漸趨穩定，機關人偶也不再由貴族及富商所擁有，在祭典表演和劇場表演的發展下逐漸平民化，在日本部分地區得以廣泛流傳。江戶時代在機關人偶製造技術方面更加多元，受到歐洲技術的影響，將機關人偶加入機械鐘機構的元素，發展出「發條機關人偶」，另外可由第 1 節的考證得知，古日本吸收古中國的漏刻技術的原理，也承襲指南車運作的形式，發展出「水、砂機關人偶」，以及將機關人偶放置在「山車」上，可在車體移動時進行表演的「山車機關人偶」，因此在以上的基礎之下，使日本進入鎖國時期(1633-1854)時，儘管接受的外國科技有限，然而在反覆吸收消化舊時代技術的條件下，反而使機關人偶的有更加獨特的發展，以下說明機關人偶在江戶時代的記載。

在江村專斎(1565-1664)的《老人雜話》[29]文獻中，提到了豊臣秀吉之子豊臣秀頼(1593-1615)有收藏一種機關人偶，置於與狹箱同等重要的箱子中，將錢投入到裡面就會開始運轉，每次移動時都會由轎子前方的轎夫背負著。「狹箱」為武士出征或外出時由僕人攜帶的隨身手提箱，屬於武士家具的必備品，因此可由機關人偶放置在狹箱中得知其重要性，也可知在此期間前的機關人偶應尚未大眾化，儘管未描述內部機構，然而由運作方式可推測可能為使用發條作為動力的機關人偶，依照秀頼生卒年可判斷最早在西元 1615 年前發條機關人偶即有所發展。

竹田近江清房(生年不詳-1704)是江戶時代初期最知名的的機關人偶製作者，於西元 1658 年向朝廷進貢機關人偶後使得拜官，並且於西元 1662 年，開始了有關機關人偶的劇場表演，並且代代相傳展出了百年之久[30]，也在此時使機關人偶成為全民娛樂之一，相關古籍文獻則有山本平左衛門政興(生卒年不詳)所撰的《大和國無足日記》，描述他於延宝五年(西元 1676 年)觀看竹田劇場表演的記載[31-37]。竹田近江清房製造的機關人偶種類繁多，除文字記載外也有含插圖之古籍，如西元 1758 年繪師西村重長(1697-1756)所撰的《竹田新からくり》，其中的「諫鼓太平樂」如圖 6 所示，為太鼓上的雞會自動發出叫聲，鼓在未經敲打時會有敲響聲，並且會打開鼓面向觀眾展示鼓的內部是空的[33]。

西元 1757 年竹田機關人偶的末代傳人竹田縫之助所著的《機関千種の実生》，其中有記載胎兒在十個月生長過程的「胎內十月之圖」，可變換每一個月的成長樣態並且顯現出對應的守護佛，如圖 7 所示，在序文中有說明此機關人偶屬於「砂時計からくり」，應是使用沙子作為動力源。西元 1798 年由秋里籬嶌(生卒年不詳)所編撰的《攝津名所圖會》，內文記載江戶時代的風景名勝以及人文風情，其中也有描述荷蘭商人和平民在觀賞竹田機關人偶的劇場，並附有插畫，如圖 8 所示，在圖中可觀察正在進行的表演，有在船上與怨靈互相打鬥的「船弁慶」以及諫鼓太平樂，也可觀察到有正在為機關人偶上發條的工人。

圖6　諫鼓太平樂[34]

圖7　胎內十月之圖[35]

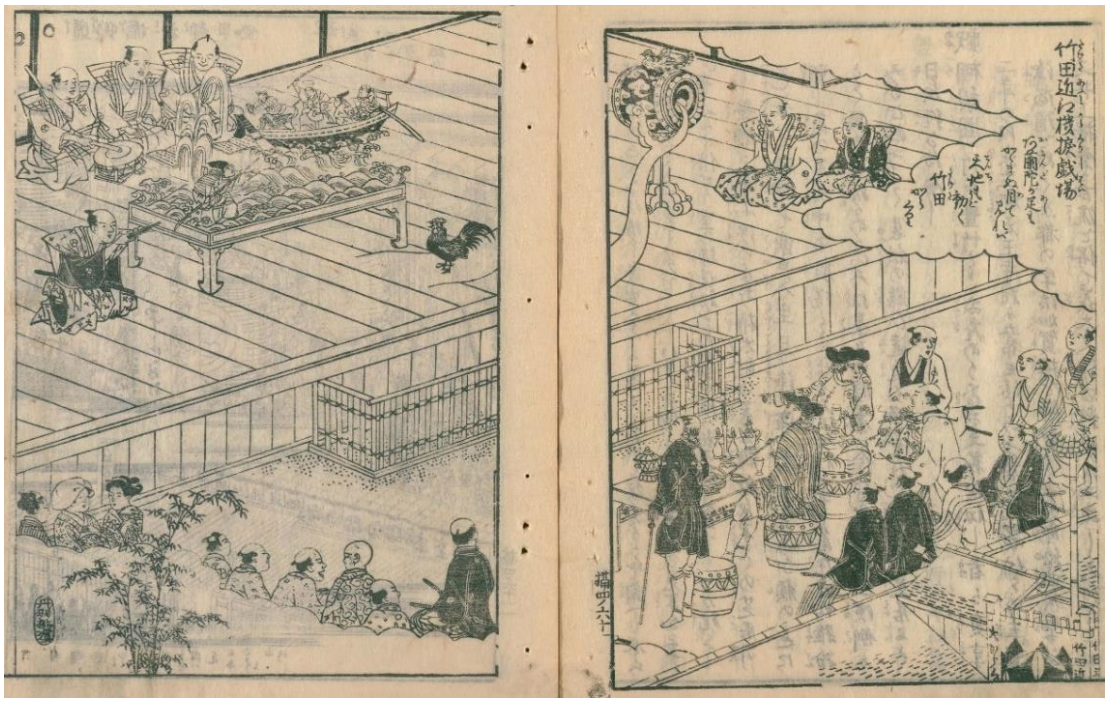


圖8　竹田機關人偶劇場[36]

日本記載機關人偶的古書籍少有描述其作動原理，多在外觀以及表演形式才有著墨，而無記載內部機構，僅在少數機關人偶可知動力來源。例如用於劇場式表演的竹田機關人偶作工巧妙，儘管原物至今也已完全失傳，然而竹田使機關人偶走入大眾生活，也促使更多優秀的機關人偶工匠的出現，在古日本機關人偶的文化上影響深遠。西元 1730 年，多賀谷環中仙(生卒年不詳)所著的《拾珎御伽璣訓蒙鑑草》，為本研究所蒐集之古籍中第一本記載機關人偶內部構造之文獻，內容包含寫字機關人偶、吹箭機關人偶、太鼓機關人偶等 28 項，如圖 9(a-c)所示，全書附有插圖並分為「松、竹、梅」三部，松部記載了平民百姓觀看機關人偶劇場的情境，竹與梅兩部對表演上機關人偶的內部機構做解說，如圖 9(d)所示。

(a) 寫字機關人偶　(b) 吹箭機關人偶　(c) 太鼓機關人偶　(d) 太鼓機關人偶機構解明

圖9　《拾珎御伽璣訓蒙鑑草》的機關人偶[37]

太鼓機關人偶與竹田所製作的諫鼓太平樂應為同一類型，在說明及繪圖中可知是使用發條作為動力，並且使用伸縮桿及擊鼓裝置達到表演效果。儘管此書可大致了解作動原理，然而大多記載的資訊不足，繪畫也無法完整明白動力源與表演機構中傳動機構的鄰接關係，因此此書不屬於機關人偶的機械設計書，應是對機關人偶揭底的一種說明書。

江戶時代有多種關於描寫機關人偶的書籍，機關人偶也成功成為人民的休閒娛樂之一，然而機關人偶的製作方法依然為師徒之間私授，如竹田劇場機關人偶以及玉屋庄兵衛的山車機關人偶皆是如此，因此江戶時代初期的機關人偶的傳承與保存相對不易。

西元 1796 年，細川半藏賴直(生年不詳-1796)所著的《機巧圖彙》問世，此書屬於第一本關於機關人偶的機械設計書，一改機關人偶師徒一脈相承的傳統，將機關人偶的內部機構及設計方法公諸於世，以「茶運人形」為例，如圖 10 所示。此書中包含 9 種機關人偶以及 4 種和時計的記載，並且附有立體圖、視圖以及部分的零件圖，設計方式及尺寸設計之描述詳盡，機關人偶的記載包含模仿鯉魚登上瀑布幻化為龍的「龍門瀧」、會自動敲鼓吹笛的「鼓笛兒童」、模仿侍童為賓客奉茶並且折返的「茶運人形」等，如圖 11(a-c)所示。儘管繪製及文字表達清晰，然而在部分設計中仍有對於機構的外型、尺寸、及機件間連結方式等細節並非完全清楚。

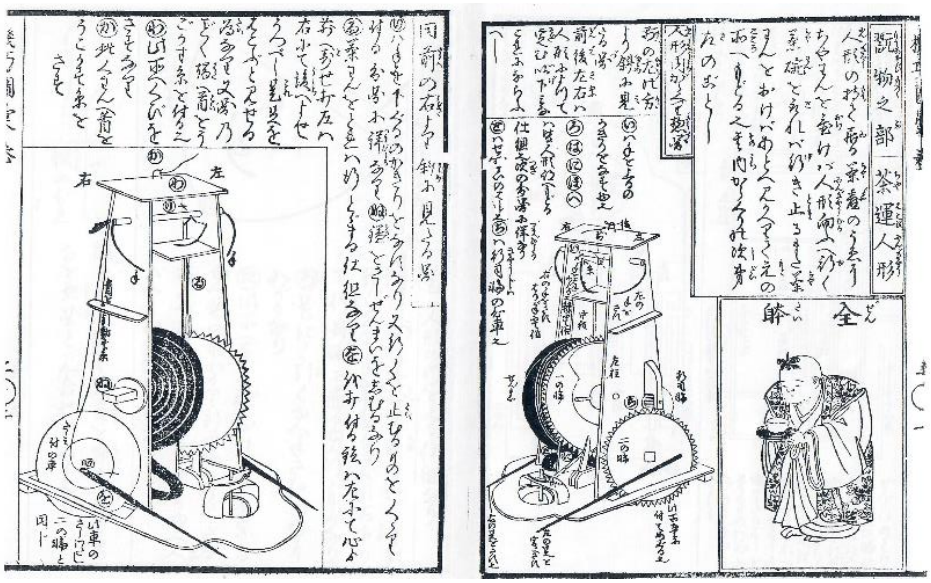


圖10　《機巧圖彙》機關人偶設計圖[38]

(a) 龍門瀧 (b) 鼓笛兒童 (c) 茶運人形

圖11 《機巧圖彙》的機關人偶[38]

在細川之後也有含機關人偶設計圖之書籍，如在幕末時期(1853-1869)的機關人偶師大野弁吉(1801-1870)所著的《一東視窮録》[39]，其記載的項目較為龐雜，有槍械火器、里程計、和時計、以及機關人偶的製造，而機關人偶的設計有兩則，除茶運人形外也有模仿青蛙跳躍之機關人偶，與細川的《機巧圖彙》相比，欠缺文字上的敘述，因此無法清楚了解零件之間的鄰接關係。由江戶時代機關人偶的發展以及大野與細川的設計圖可知，江戶時代前期以較大型的「山車機關人偶」以及「劇場機關人偶」為主，而到江戶時代末期的機關人偶偏向於較小型且精緻的「座敷機關人偶」為主，其便利性使得機關人偶更加廣為流傳，直到西元 1873 年日本因為明治維新推行西化運動而進入工業時代，和時計以及機關人偶等舊時代的「からくり」也隨著嶄新技術的出現而逐漸衰落。

4. 結論

日本自西元 8 至 19 世紀的機關人偶融合了其他國家的機械製造技術，使日本的機械工藝技術在江戶時代的鎖國時期，發展出獨特的技術與特色。本文蒐集古中國及歐洲的自動機傳入日本之文獻，推測指南車與漏刻於日本早期發展之合理性，以此判斷古日本工藝製造基礎。此外，為了闡明機關人偶的發展歷史，本研究收集古日本機關人偶之設計者以及設計案例，發現機關人偶在江戶時代，尤其在鎖國後的記載更加豐富。其中亦可看出機關人偶逐漸向大眾普及化的過程，使機關人偶不僅是日本機械發展的一部分，也成為日本的特殊人文產物。

參考文獻

[1] Asai, S., Tsutsumi, I., Otsuka, H., “Trial Manufacture on the Mechanism Arts TOUKEI in the Edo Era and its Technological Educational Effects,” Bulletin of the Faculty of Education, Ibaraki University Educational science, 45, pp. 121-126, 1995.
[2] Yokota, Y., “A Historical Overview of Japanese Clocks and Karakuri, International Symposium on History of Machines and Mechanisms,” *International Symposium on History of Machines and Mechanisms*, pp. 175-188, 2009.
[3] (江戶時代)寺島良安，*和漢三才圖會*，東洋文庫(翻印)，東京，1985。
[4] 村上和夫，*完訳からくり図彙*，並木書房，東京，2014。
[5] (平安時代)舍人親王，*日本書紀*，中央公論新社(翻印)，東京，2020。
[6] 王振鐸，“指南車記里鼓車之考證及模式”，*史學集刊*，刊學出版社，3，北京，1937。
[7] (晉)陳壽，*三國志*，達觀出版社(翻印)，台北，2018。

[8] (梁)沈約，*宋書*，臺灣商務印書館(翻印)，台北，2010。
[9] (梁)蕭子顯，*南齊書*，臺灣商務印書館(翻印)，台北，2010。
[10] (元)脫脫，*宋史*，臺灣商務印書館(翻印)，台北，2010。
[11] (東漢)王充，*論衡*，中華書局(翻印)，台北，2020。
[12] (平安時代)菅野真道，*續日本記*，岩波書店(翻印)，東京，1998。
[13] (平安時代)源順，*和名類聚抄*。臨川書店(翻印)，京都，1968。
[14] (宋)李昉，*太平御覽*，臺灣商務印書館(翻印)，台北，1986。
[15] 高山屋台保存會，高山の祭屋台，http://www.takayama-yatai.jp/history/index.html，2021 年 8 月 11 日。
[16] Sasaki, K., "The Princple of "Rokoku (Water Clocks)" and the Numerical Calculation of their Water Level," *Bulletin of the National Science Museum. Series E, Physical Sciences & Engineering*, 26, pp. 21-31, 2003.
[17] 近江神宮，漏刻について，https://oumijingu.org/pages/167，2021 年 9 月 15 日。
[18] Jean Crasset，*日本西教史*。近代出版：太政官翻譯，1931，太陽堂出版，東京，1715。
[19] Isao, H., "A Cultural History of the Wa-dokei: A Design History of Time-measuring Instruments; No.2," *Bulletin of Japanese Society for the Science of Design*, 78, pp.29-36, 1990.
[20] 落合偉洲，*家康公の時計：四百年を越えた奇跡*，平凡社，東京，2013。
[21] 朝尾直弘，*日本の歴史〈17〉鎖国*，小学館，東京，1975。
[22] Isao, H., "A Technological History of the Wa-dokei: A Design History of Time-measuring Instruments; No.1," *Bulletin of Japanese Society for the Science of Design*, 67, pp. 51-58, 1988.
[23] 末松良一，"からくり人形の匠に学ぶ"，*Biomechanisms*，18，pp. 1-10，2006。
[24] 横山正尚，"時計精度の追求－クォーツ以前の時計－"，*マイクロメカトロニクス*，63，pp. 39-41，2019。
[25] Kinoshita, Y., "A study on the technology development in the Edo period (Focusing on the influence of the Shinki-hatto)," *Transactions of the JSME (in Japanese)*, 80(810), pp. 1-10, 2014.
[26] 山口啓二，佐々木潤之介，*幕藩体制*，日本評論社，東京，1971。
[27] (平安時代)佚名，*今昔物語集*。文元社(翻印)，東京，2004。
[28] (室町時代)伏見宮貞成親王，*看聞御記*，八木書店古書出版部(翻印)，東京，1448。
[29] (江戸時代)江村專斎，*老人雜話*，臨川書店(翻印)，京都，1983。
[30] Itagaki, E. and Teranishi, I., "Studies in Relations to Karakuri-dolls (Mechanical Dolls) and of Cannons Described in Benkiti Ohno's Famous Notebook "Ittousi Kyuroku Seiyaku"," *Journal of Japan Sea Research*, 47, pp. 49-69, 2016.
[31] (江戸時代)山本平左衛門，*大和國無足日記*，清文堂出版(翻印)，大阪，1988。
[32] 富士昭雄，"延宝八年竹田近江一座の地方興行"，*柴生田稔先生退任記念論文集*，17，pp. 47-57，1980。
[33] Yamata, K., "On Takada-Okarakuri-Sugoroku: A pictorial Sugoroku—as Research Material for studying Karakuri," *Doshisha University studies in humanities*, 154, pp. 25-49, 1993
[34] (江戸時代)西村重長，*竹田新からくり*，國立國會圖書館(網路公開)，東京，1758。https://dl.ndl.go.jp/info:ndljp/pid/2575120，2021 年 9 月 1 日。
[35] (江戸時代)竹田縫之助，*機関千種の実生*，早稲田大学図書館(網路公開)，東京，1757。https://www.wul.waseda.ac.jp/kotenseki/html/wo09/wo09_03717/index.html，2021 年 9 月 1 日。

[36] (江戸時代)秋里籬嶌，*攝津名所圖會*，新典社(翻印)，東京，1984。
[37] (江戸時代)多賀谷環中仙，*拾珎御伽璣訓蒙鑑草*，恒和出版(翻印)，東京，1976。
[38] (江戸時代)細川半藏賴直，*機巧図彙*，恒和出版(翻印)，東京，1976。
[39] (江戸時代)大野弁吉，*一東視窮録*，国文学研究資料館(網路公開)，東京，1853。
http://dbrec.nijl.ac.jp/KTG_B_200018377，2021 年 9 月 1 日。

車用鋰電池浸沒式冷卻與冷卻板散熱性能分析比較

黃麒禎　李弘基　黃昱傑

行競科技股份有限公司

摘要

電池系統為電動車與儲能設備中關鍵零組件，而良好的溫度控制除了確保電池安全性外，能增進電池使用容量與延長電池使用壽命。本文使用計算流體力學(CFD)軟體對行競科技設計的電池模組進行分析，完成不同放電速率與不同冷卻液流量下，冷卻板與浸沒式散熱性能差異的比較，從分析結果可發現，浸沒式冷卻電池不論在電芯最高溫度的抑制、溫度均勻度與能量消耗方面，跟冷卻板電池相比有明顯的優勢。

關鍵詞：鋰電池、電動車、浸沒式冷卻、熱管理

1. 前言

全球暖化與氣候變遷議題受國際社會高度矚目，各國陸續提出「2050 淨零排放」的宣示與行動，台灣也於 2022 年 3 月正式公布「台灣 2050 淨零排放路徑及策略總說明」[1]。其中運輸載具電動化為重點之一，目標 2030 年市區公車全面電動化，而新售小客車與機車也將於 2040 年前全面電動化。另一關鍵為提高再生能源比例的能源轉型策略，而因應再生能源發電量較不穩定的特性，儲能資源的規劃也顯得非常重要。

電動車與儲能設備中最重要的關鍵零組件之一為電池系統，目前鋰離子電池已被廣泛使用於電動車電池系統，後續也被看好能應用在儲能設備中。鋰離子電池系統目前最大的疑慮為其安全性，而熱的控制是電池系統安全的關鍵因素，良好的溫度控制除了確保電池安全性外，能增進電池充放電效率從而增加使用容量，也能延長電池使用壽命。隨著電池系統能量密度、行駛里程與充放電速度的需求越來越嚴苛，對於電池熱管理系統的挑戰也越來越大。

電池系統散熱的演進，從早期油電混合動力系統車常用的空氣冷卻系統，使用風扇主動吹風或利用車輛行駛撞風，讓空氣在電池芯之間流通把熱帶走，電池氣冷系統的構造簡單成本也較低，但散熱效率相對來說也比較差。目前車廠主流的電池散熱技術是使用間接式液冷，冷卻液流經冷卻板或冷卻管，透過熱傳導將電芯產生的熱經冷卻板或冷卻管帶到冷卻液中，再透過外部的熱交換系統進行散熱。行競科技為對應現今越來愈越高的電池散熱需求，研發浸沒式冷卻技術（Immersion cooling），將電池芯直接浸沒在非導電的冷卻液中，冷卻液直接接觸發熱源電池芯，達到更佳的散熱效率。先前文獻使用較簡單的電芯組進行研究，發現浸沒式冷卻方式有較好的散熱效果[2]-[3]，本文使用計算流體力學(CFD)軟體對行競科技設計的電池模組進行分析，比較使用冷卻板與浸沒式冷卻的散熱性能差異。

2. 分析模型

本文使用商用軟體 Altair Acusolve 進行穩態共軛熱傳(Steady state conjugate heat transfer)與計算流體力學分析，探討不同放電速率與不同冷卻液流量下，比較冷卻板與浸沒式冷卻性能差異，其分析幾何模型、材料性質與邊界條件說明如下。

2.1 幾何模型

為比較冷卻板與浸沒式冷卻性能的差異，本文建立一簡化的電芯組，其中包含 180 顆圓柱形 21700 電芯與電芯支撐架如圖 1所示，省略電池模組中銅板、母排等電性連接元件。將電芯組放置於鋁製殼體中，搭配前後蓋板組成浸沒式冷卻電池模組，冷卻液經前蓋板進入模組，流經電芯後從後蓋板流出如圖 2。為了在相同基準下比較兩種冷卻方式的差異，冷卻板電池模組設置相似，僅將前後蓋板換成無進出水口的型式，殼體下方貼合冷卻板如圖 3。此外，因電芯未直接與殼體或冷卻板接觸導致散熱效果差，參考文獻[4]將殼體內部填充導熱材料，以利將熱由電芯導至冷卻液。

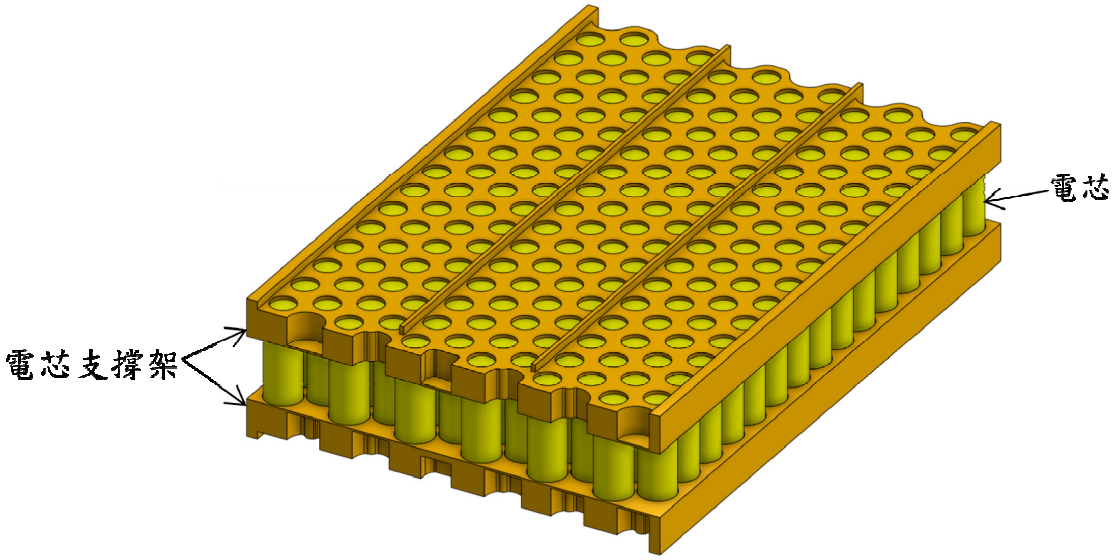


圖1　電芯組

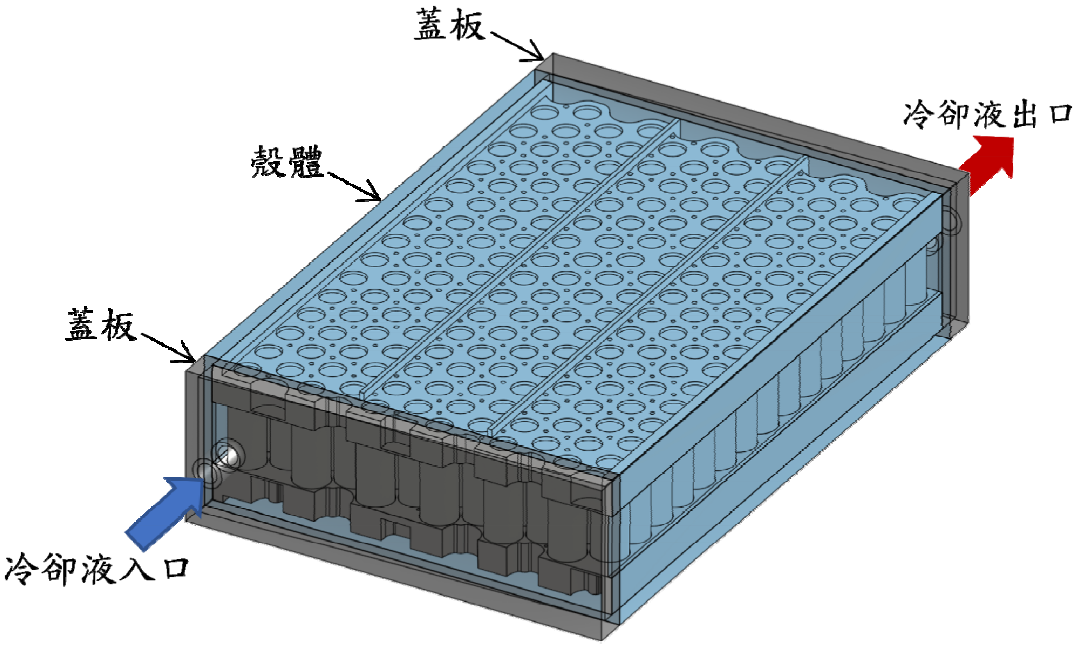


圖2　浸沒式冷卻電池模組

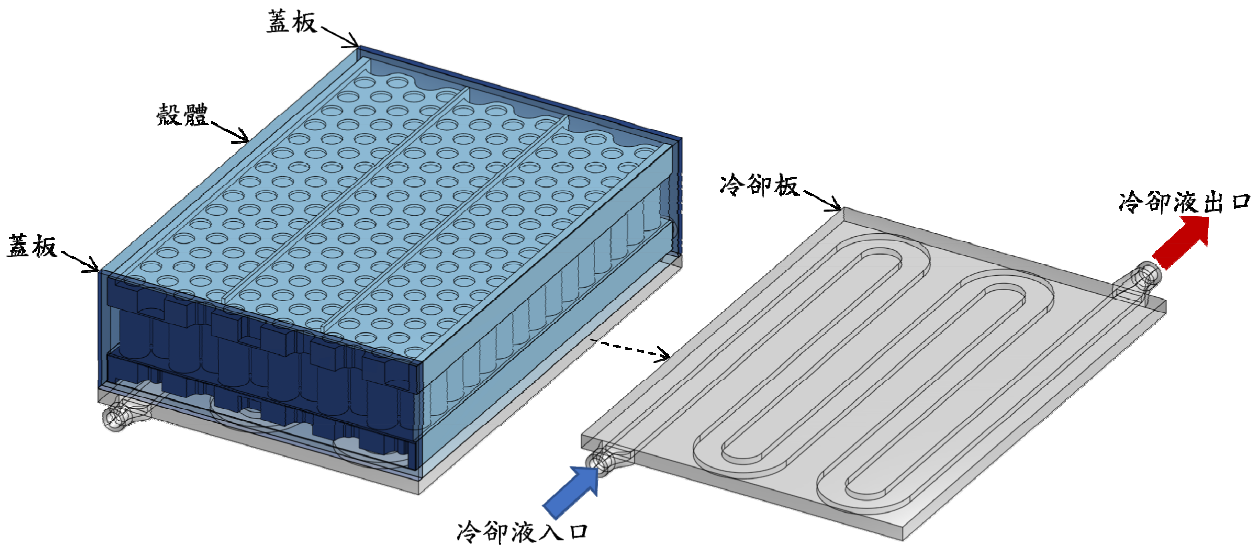


圖3　冷卻板電池模組

2.2 材料性質

本文中電池模組使用 21700 圓柱型電池芯，其單一電芯的容量為 5Ah，圓柱型電池其內部是由多層電極片與隔離層捲成圓柱後置入金屬罐體中(如圖 4)，因其多層捲繞結構所以熱傳導係數為非等向性，在沿電極片平面有較高的熱傳導係數，即電芯的軸方向(axial direction)與圓周向(tangential direction)，而電芯徑向(radial direction)的熱傳因為需要傳過多層隔離層與電極片，所以徑向熱傳導係數明顯較小[2]，模擬所需的電芯材料性值列於表 1，其他零件使用材料與其性質列於表 2。

浸沒式冷卻電池使用 Castrol Battery Coolant E-Fluid 作為冷卻液，於分析模型中設定隨溫度變化的流體性質如：密度、比熱、熱傳導係數與黏度，其流體性質目前為製造商內部研發機密尚未正式公開，因此數據未列於本文中。冷卻板使用汽車常用的乙二醇水溶液(50/50 EGW: Ethylene Glycol and Water)，其流體性質如圖 5與圖 6所示。

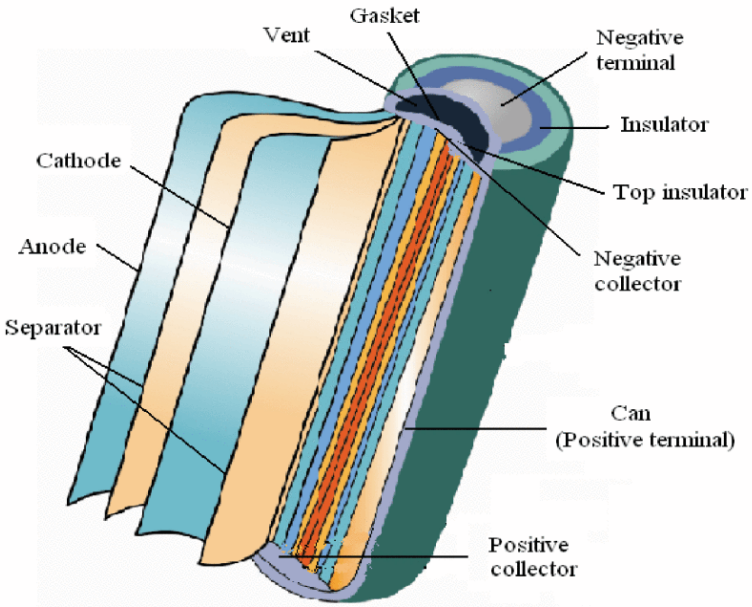


圖4　圓柱型電芯結構[5]

表1　電芯材料性質

	Unit	Value
Density	kg/m^3	2757
Heat capacity	J/(kgK)	900 [6]
Radial thermal conductivity	W/(mK)	0.998 [6]
Axial thermal conductivity	W/(mK)	25.8 [6]
Tangential thermal conductivity	W/(mK)	25.8 [6]
DC resistance	mΩ	Approx. 30

表2　零件材料性質

	Material	Density	Heat capacity	Thermal conductivity
		kg/m^3	J/(kgK)	W/(mK)
電芯支撐架	PC+20%GF	1349	1530	0.186
殼體	Aluminum	2770	986	175
蓋板	Aluminum	2770	986	175
冷卻板	Aluminum	2770	986	175
導熱材料	RT44HC/EG	7140	2500	7.85

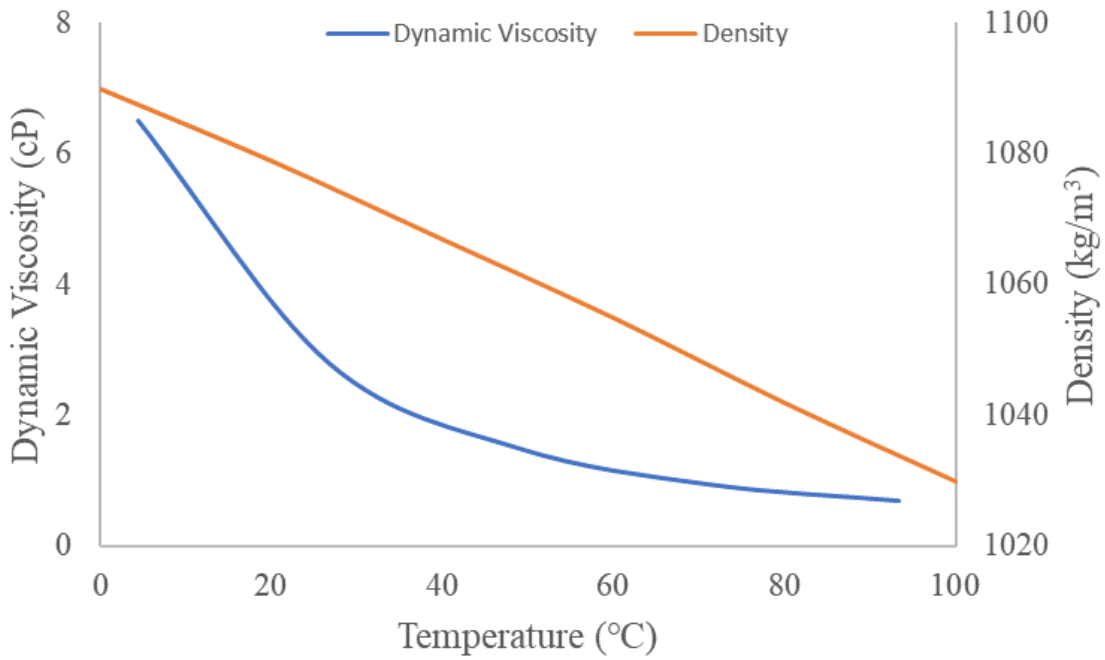


圖5　50/50EGW 不同溫度下的密度與動力黏度曲線[7]

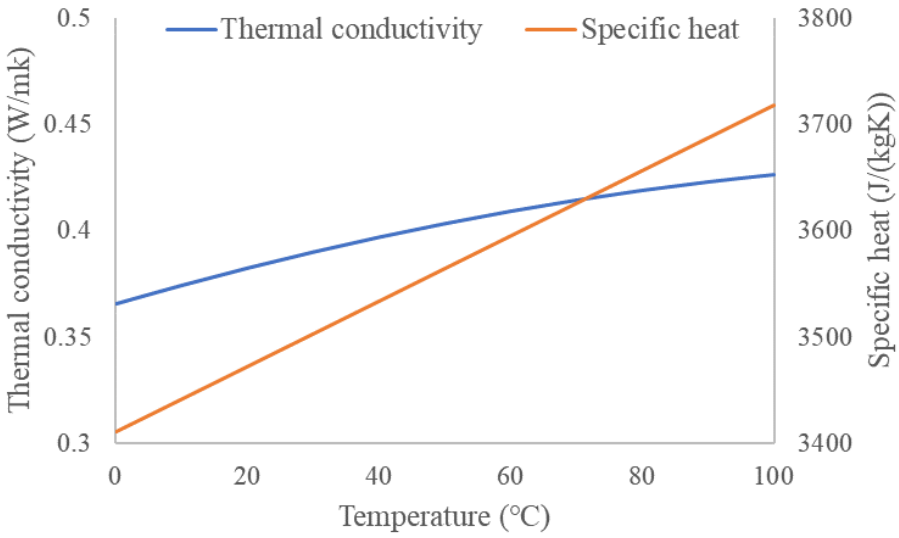


圖6　不同溫度下的比熱[7]與熱傳導係數曲線[8]

2.3 邊界條件

在此穩態共軛熱傳分析中，不考慮電芯的電化學反應，僅將電芯簡化為發熱源，且均勻分布在整個電芯體積中，單一電芯的發熱量使用 $Q=I^2R$ 計算，其中 I 為電流值，R 為電芯內阻。電池充放電流大小常會以充放電率(C-rate)代表，C-rate 是充放電電流相對於電池容量的表示，使用 1C 放電表示電池會一小時後完全放完電，以本文中使用的容量 5Ah 電芯為例，1C 即代表使用 5A 電流進行充放電。後續以四種不同 C-rate(0.5C, 1C, 1.67C, 2C)進行模擬計算，不同 C-rate 的電芯發熱量如圖 7所示。

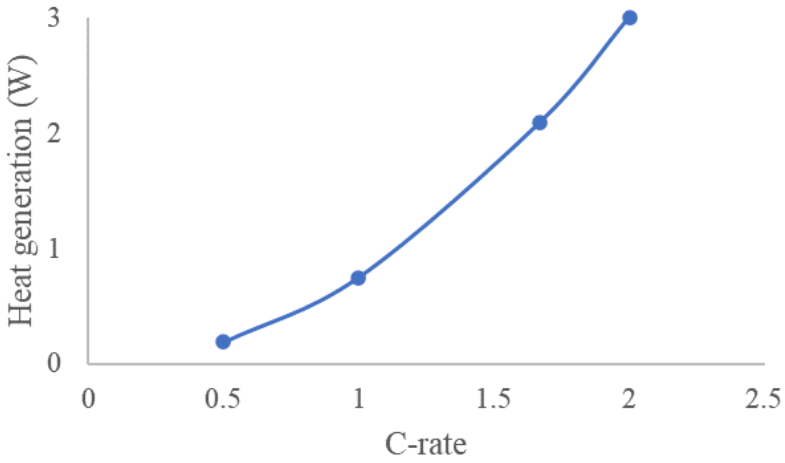


圖7　不同 C-rate 下的電芯發熱量

在浸沒式冷卻電池與冷卻板電池的計算中，兩個模型皆使用三種冷卻液流量，流量分別為 6 LPM、12 LPM 與 18 LPM，其中 LPM 代表每分鐘公升數(liter per minute) 為體積流量的單位。冷卻液入口溫度固定為 25℃。整個模型外表面設定為對流邊界，其熱傳係數(Heat transfer coefficient)為 $5W/m^2K$，環境溫度 25℃。在熱傳計算中，忽略固體與固體間的接觸熱阻，假設為完美熱接觸(perfect thermal contact)，固體與固體接觸面兩側溫度相同。

3. 結果與討論

3.1 基本案例比較

首先選擇冷卻液流量 12LPM 與電池放電率 1.67C 作為基本案例進行模擬比較，圖 8與圖 9分別表示浸沒式冷卻電池與冷卻板電池溫度分布結果，圖中藍色的線條是冷卻液的流線，從結果可看出浸沒式冷卻電池的溫度明顯比冷卻板電池低，浸沒式冷卻電池的電芯支撐架溫度約為 26℃，而冷卻板電池的上方電芯支撐架溫度皆高於 34℃，中心區域溫度更高達 45℃。

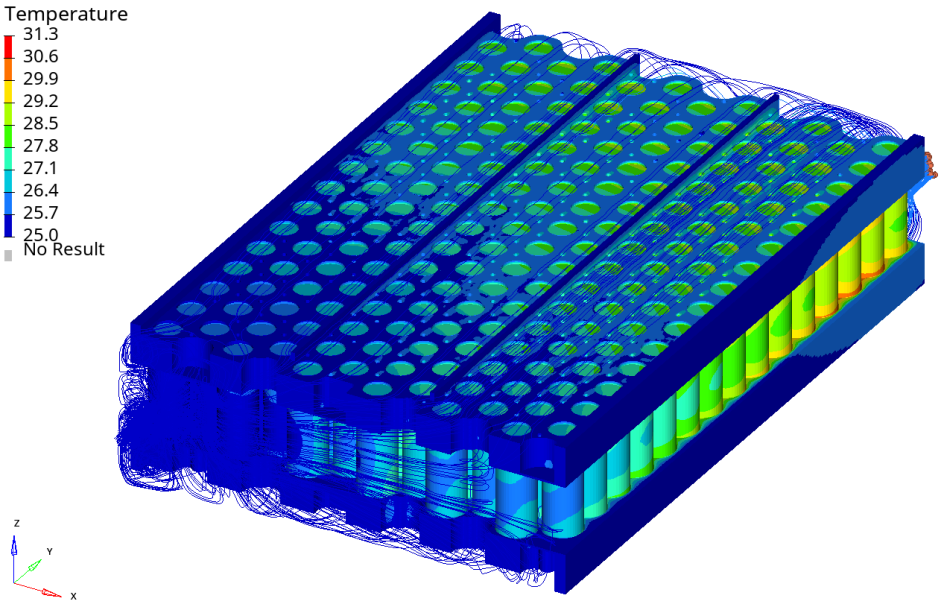


圖8　浸沒式冷卻電池溫度分布(℃)

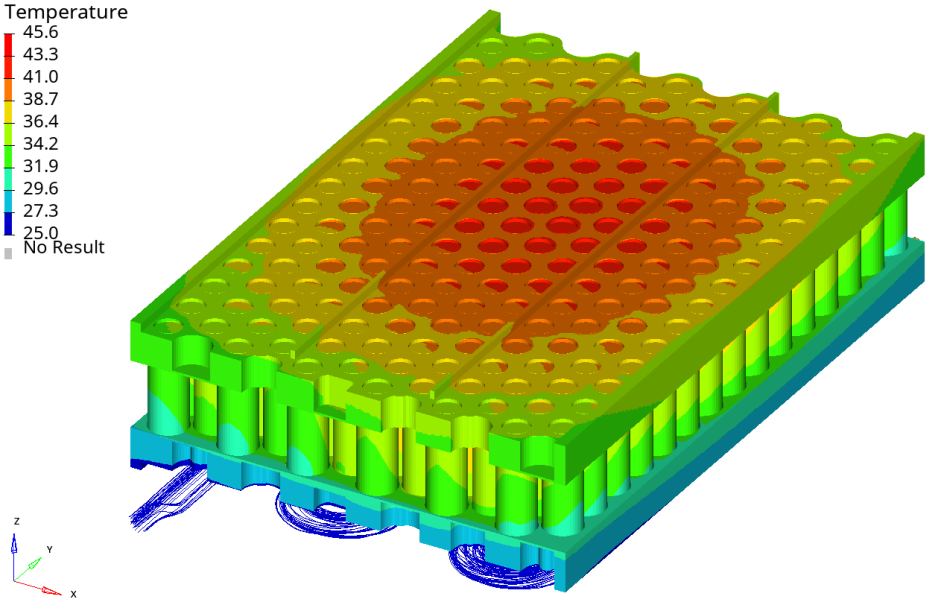


圖9　冷卻板電池溫度分布(℃)

圖 10與圖 11分別表示浸沒式冷卻電芯表面溫度與剖面溫度分布圖，從結果可發現，接近冷卻液入口處電芯的溫度較低，靠近冷卻液出口的溫度較高，且高溫都是出現在電芯頂部與底部被電芯支撐架包圍的區域，由於電芯與支撐架的間隙較小，冷卻液在此區域流動較慢，

導致散熱效果較差。將電芯網格每一個節點的溫度數據進行統計，浸沒式冷卻電芯最高溫為 31.3℃，最低溫度為 25℃，平均溫度為 28℃，標準差為 1.24℃。

圖 12與圖 13分別表示冷卻板電芯表面溫度與剖面溫度分布圖，從結果可發現，最接近冷卻板的電芯底部溫度較低，而遠離冷卻板的電芯頂部的溫度較高，且頂部中間區域的溫度最高，這是因為殼體外表面空氣自然對流散熱所產生的現象。將電芯網格每一個節點的溫度數據進行統計，冷卻板電芯最高溫為 45.6℃，最低溫度為 27℃，平均溫度為 37.5℃，標準差為 4.22℃。

從本節的基本案例比較來看，浸沒式冷卻電芯最高溫較冷卻板電芯低 14.3℃，平均溫度也低 9.5℃，且溫度分布也較為均勻，從上述結果可初步得知浸沒式冷卻方式的散熱性性能較優。

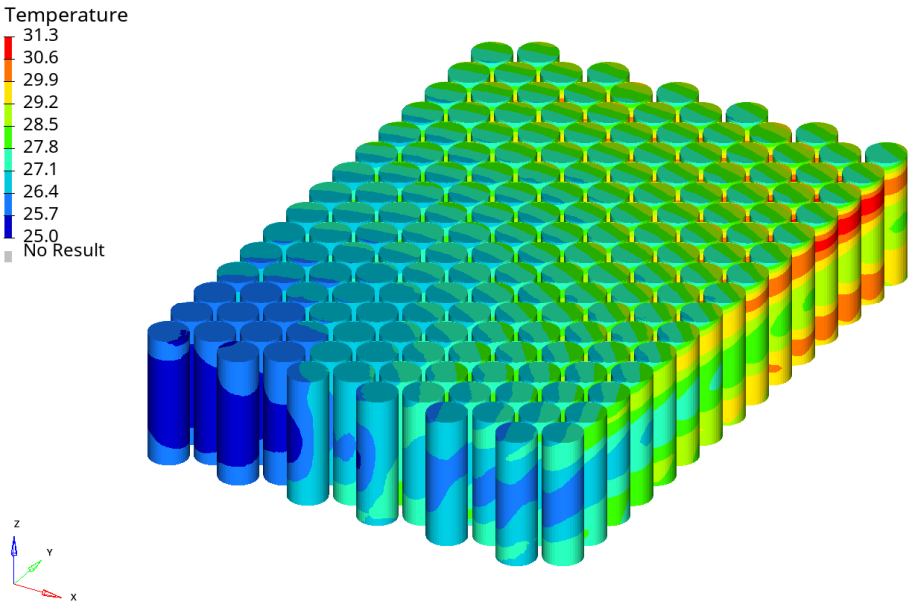


圖10　浸沒式冷卻電芯表面溫度分布(℃)

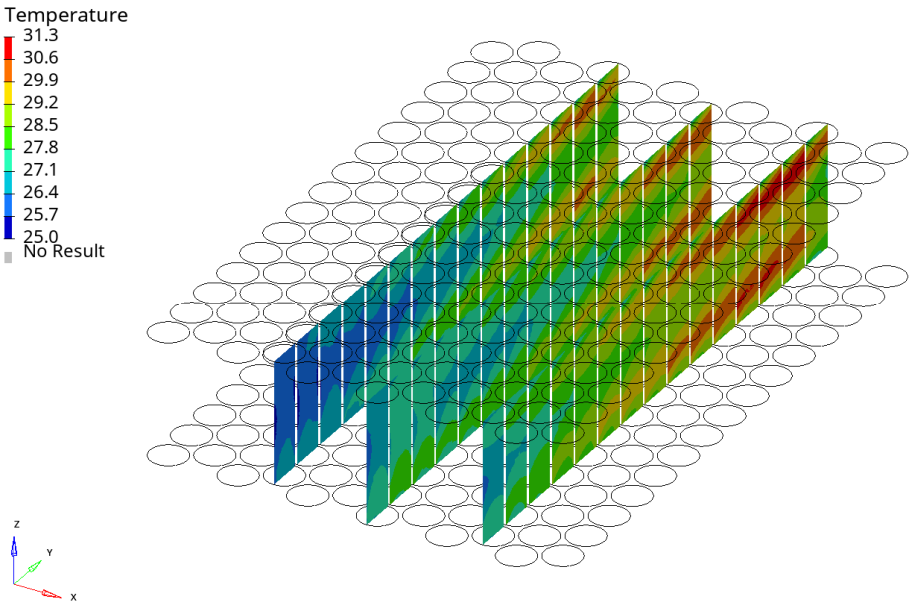


圖11　浸沒式冷卻電芯剖面溫度分布(℃)

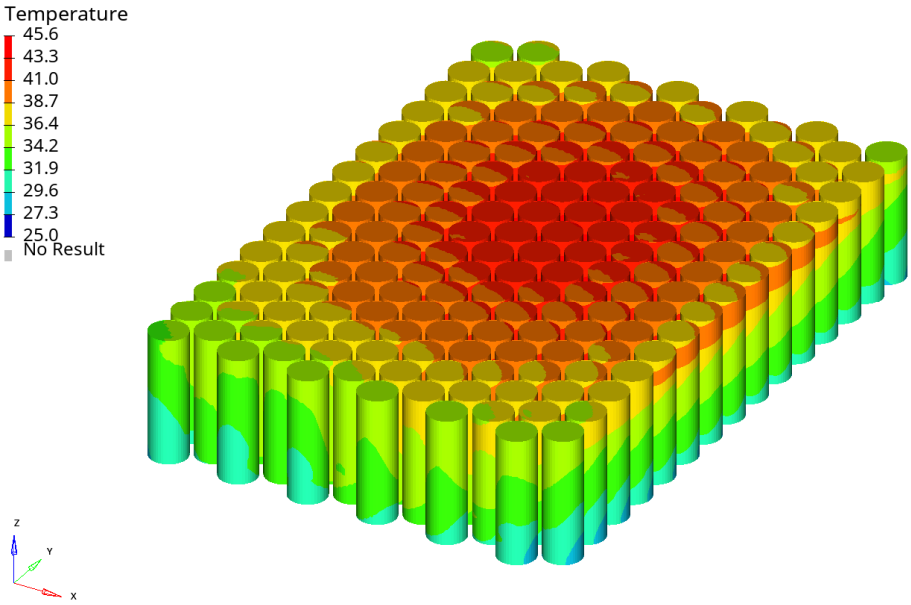


圖12　冷卻板電芯表面溫度分布(℃)

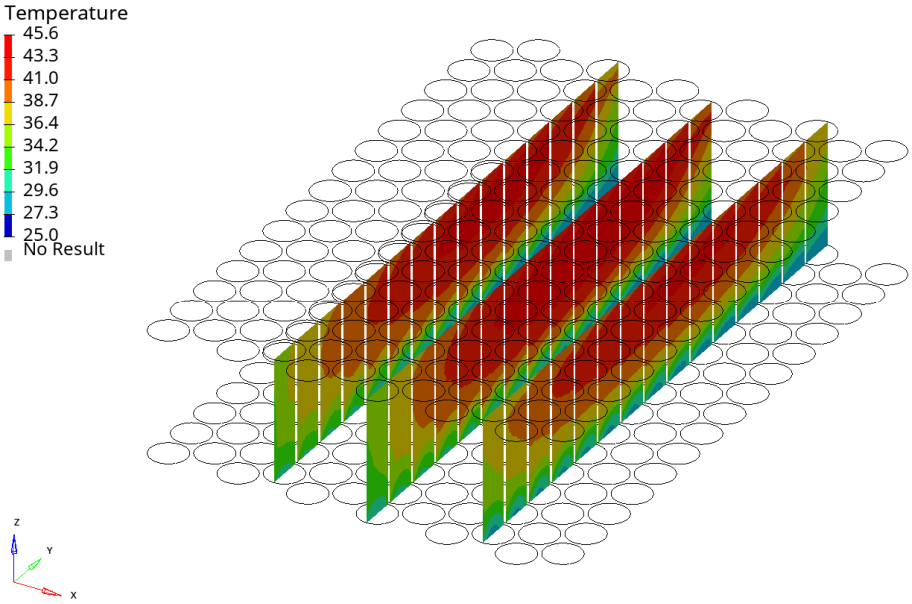


圖13　冷卻板電芯剖面溫度分布(℃)

3.2 放電率的影響

本節針對不同電池放電率對於兩種冷卻方式進行散熱性能比較，模擬設定冷卻液流量固定為 12LPM，進行四種電池放電率(0.5C, 1C, 1.67C, 2C)的分析計算，電芯網格節點的溫度數據統計結果如圖 14，圖中圖例標題以 Imm 為開頭的曲線為浸沒式冷卻電池的結果，以 Plate 開頭的曲線為冷卻板電池的結果，圖例標題結尾 Avg.、Max.與 Min.分別代表電芯平均溫度、最高溫度與最低溫度，平均溫度曲線上的垂直線段代表正負標準差區間。

隨著電池放電率的提高，兩種冷卻方式的平均溫度與最高溫也跟著提高。冷卻板電池的最高溫達到 55.9℃，超過電芯廠商建議的最高使用溫度 55℃，而浸沒式冷卻電池的最高溫為 34.4℃，兩者有 21.5℃的溫差，平均溫度也有 14.4℃的溫差，結果顯示浸沒式冷卻方式相較於冷卻板冷卻有較好的散熱能力。

隨著電池放電率的提高，兩種冷卻方式的溫度標準差也隨之提高，這代表各電芯間的溫度分布也越不均勻。冷卻板電池各電芯間的最大溫度差異為 28℃標準差為 6.33℃，浸沒式冷卻電池最大溫度差異為 9.4℃標準差為 1.83℃，結果顯示浸沒式冷卻方式對於電池溫度均勻性有很大的優勢。

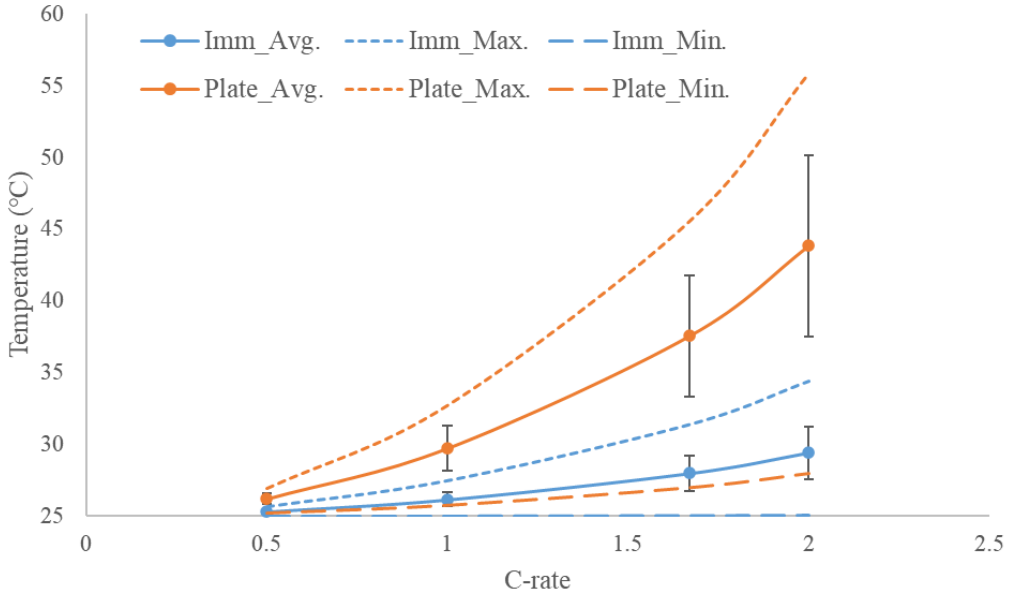


圖14　不同電池放電率的電芯溫度結果

3.3 冷卻液流量的影響

本節針對不同冷卻液流量對於兩種冷卻方式的散熱性能比較，模擬設定電池放電率固定為 1.67C，進行三種冷卻液流量(6LPM, 12LPM, 18LPM)的分析計算，電芯網格節點的溫度數據統計結果如圖 15，圖中圖例標題規則與前節相同。圖 16為不同冷卻液流量的流體壓降結果，流體壓降正比於外部冷卻循環系統所需要的泵浦功率。

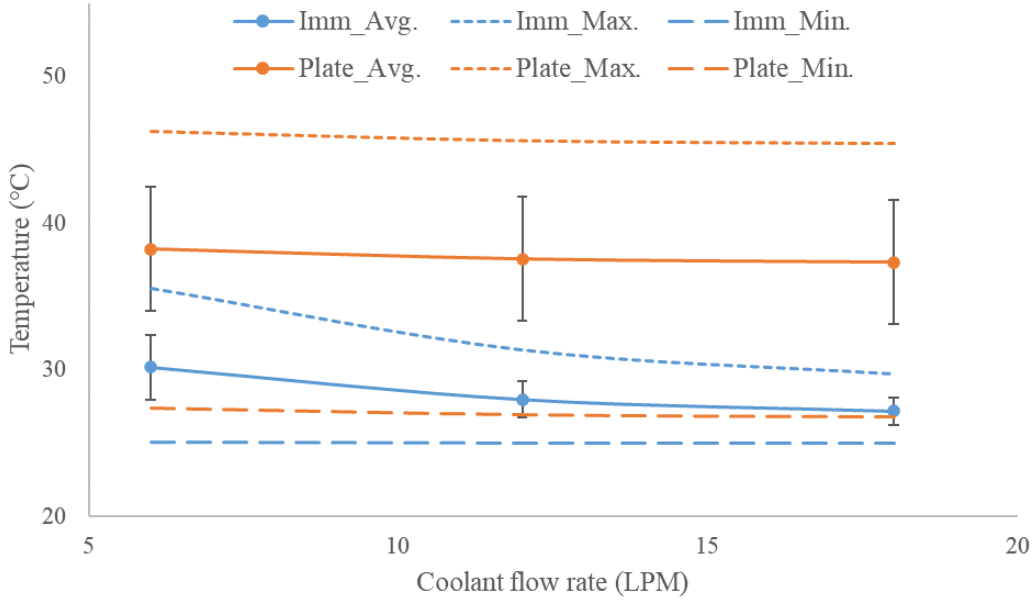


圖15　不同冷卻液流量的電芯溫度結果

隨著冷卻液流量從 6LPM 提升至 18LPM，冷卻板電池的電芯最高溫與平均溫度約下降 1°C，而溫度標準差直幾乎一樣，這表示增加冷卻液流速，消耗更多的泵浦功率，但對於冷卻板電池的散熱能力沒有顯著的提升。

在浸沒式冷卻電池部分，隨著冷卻液流量增加，電芯最高溫下降 5.8°C，平均溫度下降 3°C，而標準差也下降 1.29°C，顯示增加冷卻液流量，能有效降低電池溫度，也能讓電池溫度分布更加均勻。從圖 16結果可發現，冷卻板的流體壓降隨流量上升有明顯地增加，反之浸沒式冷卻電池的壓降增加的數量較少，且浸沒式冷卻電池所需的泵浦功率大幅低於冷卻板電池。

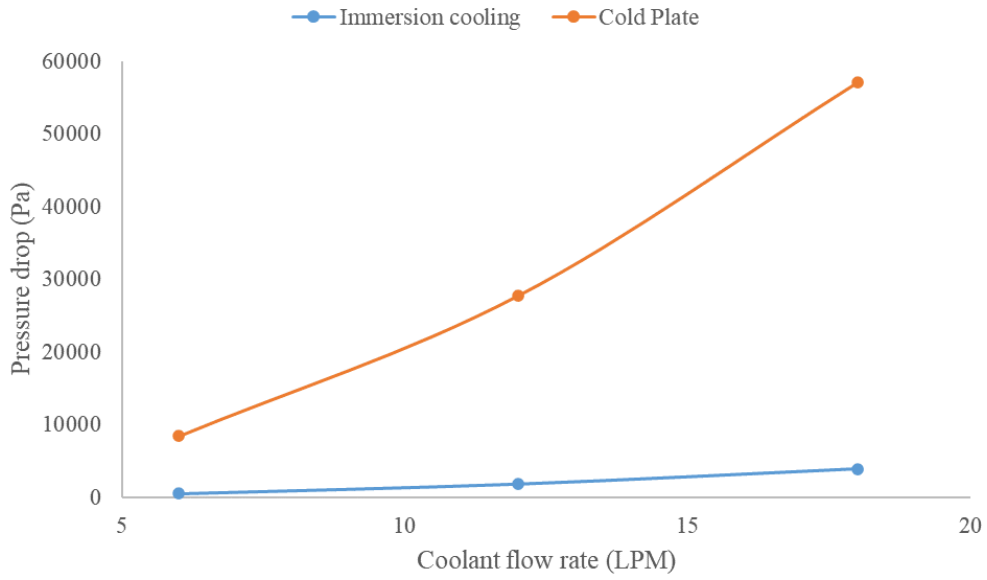


圖16　不同冷卻液流量的流體壓降結果

4. 結論

本文使用計算流體力學(CFD)軟體對行競科技設計的電池模組進行分析，完成在不同放電速率與不同冷卻液流量下，冷卻板與浸沒式散熱性能差異的比較。從不同電池放電率的結果可知，隨著放電率提高兩種冷卻方的的溫度也會隨之提高，但浸沒式冷卻電池的最高溫會比冷卻板電池低 21.5°C，且浸沒式冷卻電池的溫度均勻性也較好。從不同冷卻液流量的結果可發現，提升冷卻液流量在浸沒式冷卻電池能有效地增加散熱的性能達到更低與更均勻的溫度，但對冷卻板電池的效益不大。且在相同的冷卻液流量下，浸沒式冷卻電池在運作時所需的泵浦功率明顯低於冷卻板電池。

本文中所使用的電池模組尚未針對冷卻液流場進行最佳化，因此浸沒式冷卻電池中各電芯溫度的均勻性仍不夠完美，後續將再進行更多的研究讓流場的分布更為均勻，盡可能降低電芯間的溫差，以提升電池效能、增加使用容量與延長壽命。

參考文獻

[1] 國家發展委員會，“臺灣 2050 淨零排放路徑及策略總說明”，2022 年 3 月 30 日。Available online: https://www.ndc.gov.tw/Content_List.aspx?n=FD76ECBAE77D9811 (accessed on 2022/09/30).

[2] Hosseini Moghaddam, SM., *Designing battery thermal management systems (BTMS) for*

cylindrical Lithium-ion battery modules using CFD, Master Thesis, School of Industrial Engineering and Management, KTH, Stockholm, Sweden, 2018.

[3] Dubey, P., Pulugundla, G., Srouji, A.K.," Direct Comparison of Immersion and Cold-Plate based Cooling for Automotive Li-Ion Battery Modules," *Energies*, Vol. 14, 1259, 2021.

[4] Mo, C., Zhang, G., Yang, X., Wu, X., Li, X., "A Battery Thermal Management System Coupling High-Stable Phase Change Material Module with Internal Liquid Cooling," *Energies*, Vol. 15, 5863, 2022.

[5] Wang, Z., Ma, J. and Zhang, L., "Finite Element Thermal Model and Simulation for a Cylindrical Li-Ion Battery," *IEEE Access*, Vol. 5, pp. 15372-15379, 2017.

[6] Shelke, A. V., Buston, J. E.H., Gill, J., Howard, D., Abbott, K. C., Goddard, S. L., Read, E., Howard, G. E., Abaza, A., Cooper, B., Wen, B. X., “Characterizing and predicting 21700 NMC lithium-ion battery thermal runaway induced by nail penetration,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 209, 118278, 2022.

[7] Engineering ToolBox. Available online: https://www.engineeringtoolbox.com (accessed on 2022/09/30).

[8] Bohn, D., Fischer, S., Obermeier, E., “Thermal, Conductivity, Density, Viscosity, and Prandtl-Numbers of Ethylene Glycol-Water Mixtures,” *Berichte der Bunsengesellschaft/ Physical Chemistry Chemical Physics*, Vol. 88, No.8, pp. 739-742, 1984.

111年度新進會員

本學會於今年度（截至 10 月底）之新進永久會員、普通會員、學生會員等統計詳如下表所列。今年度之新進永久會員總計有詹魁元、李羿慧、陳冠宏、劉俊葳、張禎元等五位教授或研究員；其中，詹魁元教授為普通會員轉永久會員。今年度之新進普通會員為黃正輝博士。今年度之新進學生會員總計有許玳媽、張家銓、張文謙等三位同學。以上合計九位新進個人會員，熱烈歡迎並感謝他們對本學會的支持。

會員種類	姓名	單位	職稱	備註
永久會員	詹魁元	國立臺灣大學機械工程學系	教授	普通會員轉
永久會員	李羿慧	國立聯合大學機械工程學系	助理教授	新進
永久會員	陳冠宏	國立中正大學前瞻製造系統頂尖研究中心	助理研究員	新進
永久會員	劉俊葳	國立清華大學動力機械工程學系	助理教授	新進
永久會員	張禎元	國立虎尾科技大學/國立清華大學動力機械工程學系	副校長/特聘教授	新進
普通會員	黃正輝	國立臺南高級工業職業學校	教師	新進
學生會員	許玳媽	國立臺灣大學機械工程學系	碩士生	新進
學生會員	張家銓	國立虎尾科技大學機械與電腦輔助工程系	碩士生	新進
學生會員	張文謙	國立臺灣科技大學機械工程系	碩士生	新進

歡迎各位會員踴躍推薦您的同事或學生加入本學會。推薦個人入會者，請填寫下頁所附之「會員入會申請表」。推薦團體入會者，請填寫下頁所附之「團體會員基本資料表」。入會相關資訊與所需檔案下載亦可參考以下網址：
http://www.csmmt.org.tw/20837263713000335531.html

中華民國機構與機器原理學會

會員入會申請表

申請人姓名		英文		性別	
生 日	民國　　年　　月　　日	身分證字號			
現 職	單位：		職 稱		
通訊處	公：		電 話		
	宅：		電 話		
	E-mail :		手 機		

學歷 (請由最高學歷填起	校 名	科 系	學 位	起		訖	
				年	月	年	月

經歷 (請由現職填起)	服務機關	職 稱	工作性質	起		訖	
				年	月	年	月
	(本欄如不敷使用，請另附詳表)						

專長與興趣（請於空格中填入阿拉伯數字標示專長與興趣之優先順序）

□機構運動學	□機器動力學	□齒輪與傳動	□技術移轉
□機器防護與可靠度	□轉子動力學	□機器震動與噪音	□設計方法
□生物機構學	□機器人學	□電腦輔助設計和製造	□教學方法
□氣、液、電機械系統	□實驗方法	□電腦輔助繪圖	□其他 _____

申請入會	會員類別： □永久會員 □普通會員 □學生會員 □團體會員		
推薦人簽名		推薦人單位	

本會填列	會員證號碼		通過會議	第　　屆　　次理事會 年　　月　　日	申請人簽名:

年　　月　　日

111.1.29 通過版

★★入會須知★★

1. 請填寫入會申請表，推薦人簽名後，寄交本會。經審查合格後，由本會正式通知，俟繳納會費後，發給會員證。

2. 入 會 費：普通會員為新台幣貳佰元，學生會員為新台幣壹佰元。
常年會費：普通會員為新台幣陸佰元，學生會員為新台幣叁佰元。
永久會費：新台幣陸仟元
團體常年會費：新台幣壹萬元

2. 學會通訊處：407 台中市西屯區工業區三十七路十七號
中華民國機構與機器原理學會收
電話：(04)23501100 轉 316　傳真：(04)23590743

本會郵政劃撥帳號「22349843」，抬頭「中華民國機構與機器原理學會」

111.1.29 通過版

中華民國機構與機器原理學會
團體會員基本資料表

1.單位名稱（中文）_____

單位名稱（英文）_____

2.地址：_____縣市_____鄉鎮_____村里_____鄰_____街路

_____段_____巷_____弄_____號_____樓之_____

3.電話: (　　)_____　　FAX: (　　)_____

統一編號：_____　　E-mail:_____

4.所屬性質：□法人機構　　□政府機構　　□公司行號

5.員工人數：_____

6.研發人員人數：_____

7.營業項目：_____

8.營業登記證號碼：_____

2022 CSMMT

第25屆 全國機構與機械設計學術研討會

11.11(五)~11.12(六)

於中山大學機電系

高雄市鼓山區蓮海路70號

徵稿主題

1. 機構與機器概念設計
2. 連桿機構及生物機構學
3. 機器人與仿生機械
4. 醫療設備與輔具
5. 機構與機器自動化控制
6. 微機構與微機器
7. 凸輪及齒輪傳動機構
8. 機器振動及動力學
9. 磨潤設計及應用
10. 精密量測
11. 工具機與零組件技術
12. 產業設備設計及應用
13. 產品設計及設計理論
14. 電腦輔助設計與製圖
15. 智慧機械及智慧製造
16. 機器與機構歷史與工程教育
17. 其他

重要日程

論文投稿開始：2022/06/20

論文投稿截止：2022/08/29

審查結果通知：2022/10/07

論文定稿上傳截止：2022/10/18

線上註冊繳費截止：2022/10/18

研討會活動日期：2022/11/11

論文獎項

研討會最佳論文獎：
「蔡隆文教授紀念獎」、
「曾錦煥教授論文紀念獎」
優秀博碩士論文獎
ADAMS論文獎

徵稿須知

一律採線上投稿，內容以中英文撰寫皆可
以論文(4-8頁)或摘要(1頁)格式投稿，皆須口頭發表
投稿接受後，須於繳費截止日前完成註冊方予刊登

大會網址

投稿網址

大會Email : csmmt2022contact@gmail.com
大會網址 : https://sites.google.com/view/csmmt2022
投稿網址 : https://easychair.org/my/conference?conf=csmmt2022

主辦單位：中華民國機構與機器原理學會
承辦單位：國立中山大學機械與機電工程學系
協辦單位：財團法人自行車暨健康科技工業研究發展中心

2022 第五屆 ADAMS 論文獎開跑

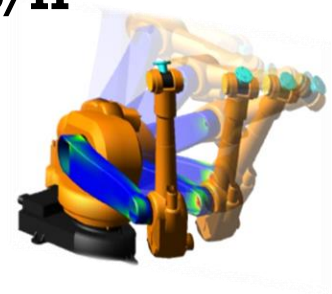
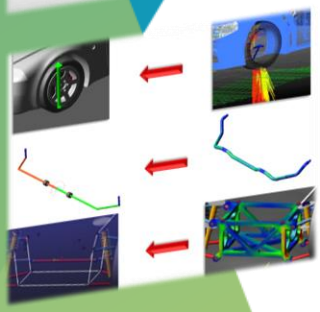
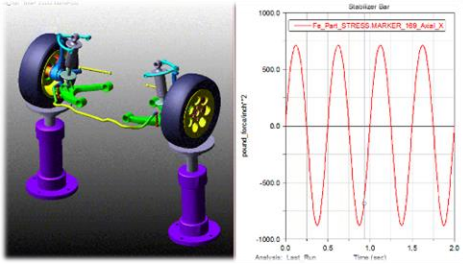
第 25 屆全國機構與機器設計學術研討會

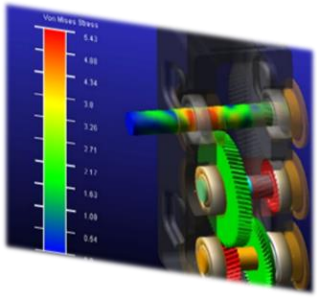
將於 111 年 11 月 11 日(週五)、12 日(週六)
在國立中山大學機電系館舉行

The 5th Adams Award

論文投稿截止：2022/09/11





為促進機構運動模擬軟體於機構與機器設計與分析之應用「MSC Software Corporation 台灣分公司」與「中華民國機構與機器原理學會」合作自 2018 年起新設「ADAMS 論文獎」，由當年度學術研討會評選出

以 MSC Adams 機構運動軟體模擬之優秀論文

獲選論文將得到獎金第一名 3 萬元及第二名 1 萬元!

歡迎各界先進們踴躍投稿!!

主辦單位：中華民國機構與機器原理學會
承辦單位：國立中山大學 機械與機電工程學系
贊助單位：MSC Software Corporation 台灣分公司
大會 Email：csmmt2022contact@gmail.com
聯絡人：中央大學機械系 吳育仁 教授
聯絡人 Email：yurenwu@ncu.edu.tw

大會網址

投稿網址

大會網址：
https://sites.google.com/view/csmmt2022/
投稿網址：
https://easychair.org/my/conference?conf=csmmt2022

中華民國機構與機器原理學會 Chinese Society of Mechanism and Machine Theory
MSC Software
國立中山大學 National Sun Yat-sen University

CSMMT 2022 研討會贊助單位列表

- MSC Software Corporation 台灣分公司
- 上銀科技股份有限公司
- 工業技術研究院南分院
- 工業技術研究院智慧機械科技中心
- 國家科學及技術委員會
- 國立中山大學
- 東台精機股份有限公司
- 向騰科技有限公司
- 飛統自動化實業有限公司

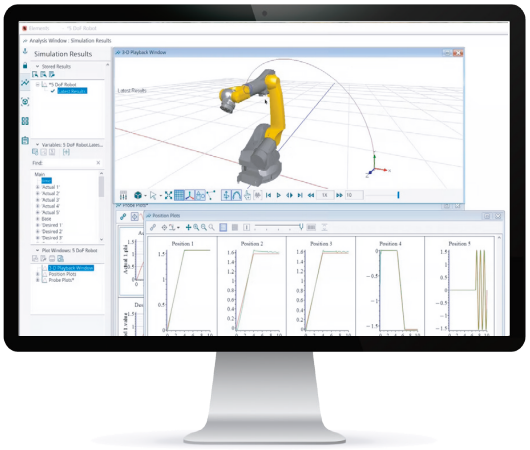
誠摯感謝以上產官學界對於「第 25 屆全國機構與機器設計學術研討會（CSMMT 2022）」在經費贊助與攤位參展上的大力支持。

HEXAGON

機構與系統模擬分析方案

Adams & Elements

Adams為著名的多體動力學分析軟體。Elements為多物理系統整合的系統模擬工具，能與Adams、Easy 5等Hexagon產品整合。



Elements: 多物理系統模擬

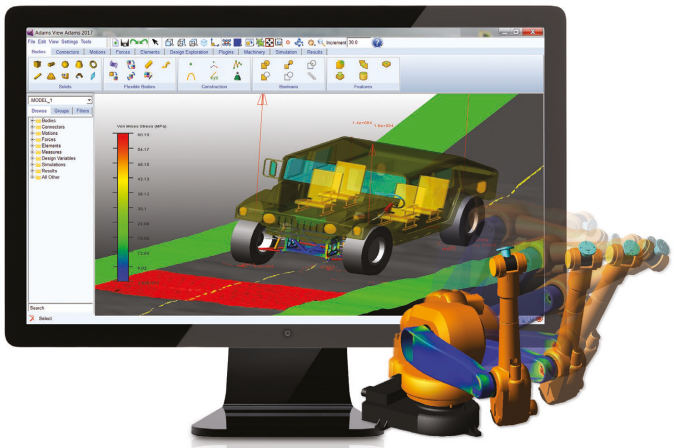
能連結多個領域的零件到單一模型，以探究不同物理行為，包含機構、電機、熱、液壓、氣壓和其它效應之間的相互作用。

Elements能幫助工程師在產品開發初期了解系統行為。

Adams: 多體動力學模擬

用來研究產品中移動件的動力學，幫助您決定負載和力量如何分佈在機械系統中。

Adams為世界著名的多體動力學(Multibody Dynamics)軟體，具有數十年領導地位，學界、工業界廣泛選擇Adams做為多體動力學計算的解決方案。



業務聯絡:李平男
電話: 02-2585 1228#10
jeffrey.lee@mscsoftware.com

美商麥格尼軒(股)台灣分公司 (台北市中山區林森北路577號7樓之2)

HIWIN®

實現您的智慧工廠

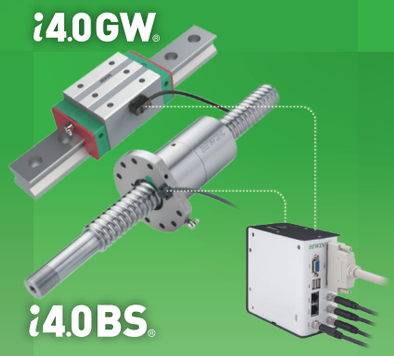
HIWIN 為工業4.0 提供高附加價值的整體解決方案
全方位系列產品，實現您的智慧工廠。

關節式機器手臂
Articulated Robot

史卡拉機器手臂
SCARA Robot

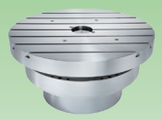
晶圓機器人
Wafer Robot

晶圓移載系統
EFEM

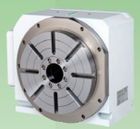


智慧型滾珠螺桿
Intelligent 4.0 Ballscrew
智慧型線性滑軌
Intelligent 4.0 Guideway

諧波減速機
DATORKER® Strain Wave Gear
旋轉致動器
DATORKER® Strain Wave Gear System

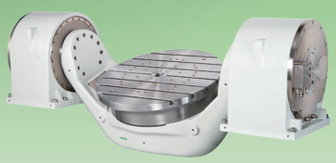


RCH Series



RCV Series

RAS Series

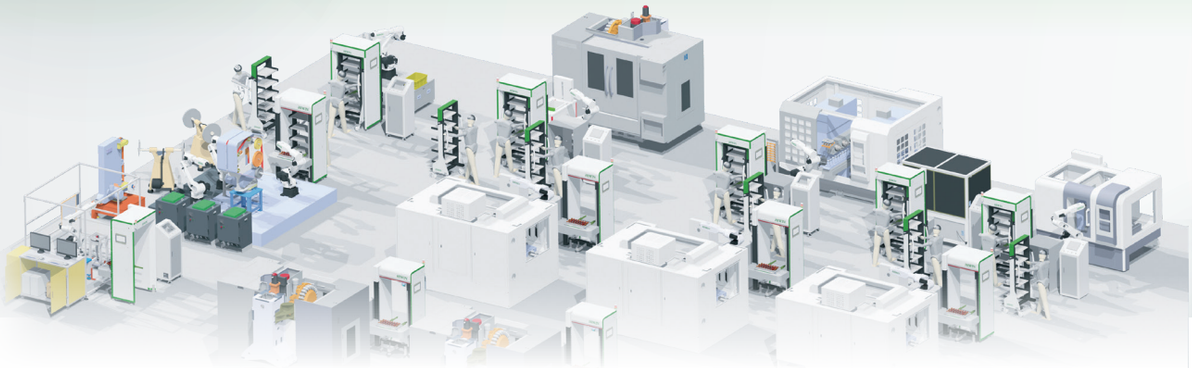


RAB Series

Torque Motor 迴轉工作台
Torque Motor Rotary Table

LINE : HIWIN-HR

HIWIN 集團
~歡迎您的加入~



全球營運總部

上銀科技股份有限公司
HIWIN TECHNOLOGIES CORP.
台中市40852精密機械園區精科路7號
Tel : (04) 2359-4510
www.hiwin.tw
上市代號:2049

關係企業

大銀微系統股份有限公司
HIWIN MIKROSYSTEM CORP.
台中市40852精密機械園區精科中路6號
Tel : (04) 2355-0110
www.hiwinmikro.tw
上市代號:4576

全球銷售暨服務據點

德國 www.hiwin.de
日本 www.hiwin.co.jp
美國 www.hiwin.us
義大利 www.hiwin.it
瑞士 www.hiwin.ch
捷克 www.hiwin.cz
法國 www.hiwin.fr
新加坡 www.hiwin.sg
韓國 www.hiwin.kr
中國 www.hiwin.cn
以色列 www.mega-fabs.com

工業技術研究院
Industrial Technology Research Institute

工業技術研究院 南分院

先進雷射、AIOT聚焦智慧製造與化合物半導體
打造數位轉型淨零碳排新境界

ITRI邀您加入共創未來

南分院
- 先進雷射應用服務中心
- 5G開放網路驗測Lab
- 雷射育成暨試量產工廠
- 低碳 NIP⁺、NCP
- 3D列印醫材示範場域
- 新創基地

智造升級
Digital-Twins
數位韌性彈性製造

先進雷射
高功率雷射應用
國產雷射源

低碳轉型
減碳服務
低碳管理

化合物半導體
雷射精微加工
車用SiC動力元件

產業應用
雷射精密製造
3D列印
數位轉型/智慧服務

徵的就是你

你就是人才!! JOIN US

化合物半導體
- MCU韌體設計
- 高壓 PCB Layout

低碳轉型 數位資通訊
- 動態盤查/排程
- AI自動控制/物聯網服務系統
- 5G/IOT資通訊軟體

先進雷射
- 半導體製程
- 機電自動控制
- 雷射機電/製程/光學設計

產業應用/推廣

聯絡人：邱慶龍 副經理/06-6939065/braverchiu@itri.org.tw

智慧化

聯網化　自動化

服務化　複合化

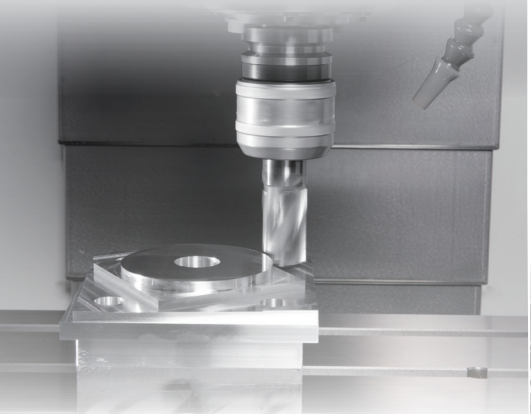
新產業　新製程

智慧製造
東台領航

- 智慧機械
- 虛實整合
- 生產排程
- 刀具管理
- 物料管理
- 設備聯網
- 產線監控
- 生產資訊
- 產品履歷
- 交鑰匙工程

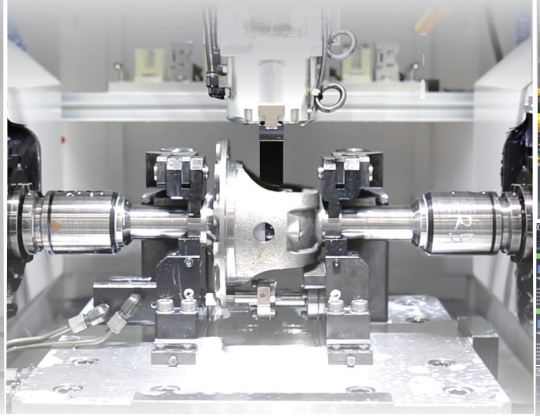
- 物流搬運
- 自動量測
- 自動倉儲
- 自動清洗
- 電子標籤
- 五軸加工
- 車銑複合
- 積層製造
- 加減法複合加工
- 超音波輔助加工

S 標準機



- 立式加工機
- 臥式加工機
- 五軸加工機
- 鑽孔攻牙機
- 臥式CNC車床
- 立式CNC車床
- 超音波輔助加工機
- 積層製造設備

O 客製需求



- 特化泛用機
- 專用機

I 系統整合 智慧化

- 交鑰匙工程
- 單機智能化/自動化
- 整線智能化/自動化
- 整廠智慧化

Tongtai

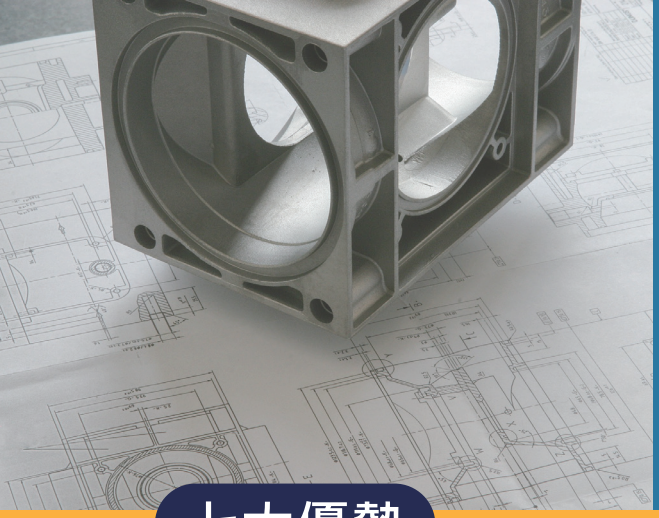
東台精機股份有限公司
Tongtai Machine & Tool Co., Ltd.
MEMBER OF TTGROUP

82151高雄市路竹區路科三路3號
No.3, Luke 3rd., Luzhu Dist., Kaohsiung City 82151, Taiwan
Tel：886-7-9761588　Fax：886-7-9761589
www.tongtai.com.tw

協助您發現並解決生產問題

DR.TT 東台工業醫生

預約免費諮詢



向騰科技成立於 2008 年，位在新北市三重區，十餘年來專注於 CNC/車床加工和金屬 3D 列印技術，擁有從初期協助設計、打樣、列印、後加工、表面處理、檢驗、包材、運送等一條龍式完整產品設計開發團隊，並透過合夥投資，在臺灣和大陸擁有多種 4軸 / 5軸 CNC、車床、金屬列印技術的機台，能夠針對貴司產品各種不同需求提供符合預算之相應服務！

敝司客戶涵蓋國內、歐美、日本、新加坡等橫跨腳踏車、工具機、電子、半導體產業及學術單位，與中山大學有長期技術合作配合，產品廣泛，包含打樣、治具、精密加工件、軍規加工品等。

七大優勢

1. 快速報價
2. 專業評估和諮詢
3. 極具競爭的價格
4. 完整品質檢驗
5. 優良品質
6. 穩效交貨
7. 多元付款方式

金屬 3D 列印

不鏽鋼、鋁合金、鈦合金、鎳基合金等。

SLS 選擇性雷射燒結技術

SLM 雷射粉末熔融技術

MJF 多射流熔融技術

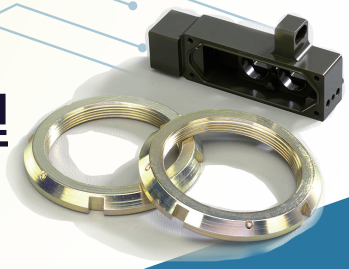
4軸/5軸 CNC 車銑複合

不鏽鋼、鋁合金、鈦合金、銅等

SUNTITEK
向騰科技有限公司
www.suntitek.com

後加工與表面處理

攻牙、線切割、放電、電鍍、陽極、焊接、噴砂、粉/烤漆等



SUNTITEK
向騰科技有限公司

www.suntitek.com
誠摯歡迎您與我們洽詢！

李諺鳴
David Lee
0987-091-246
02-2979-1388
02-2979-1366
david@suntitek.com

智慧製造實習設備

一、繪圖系列
A-1　三視圖手繪實習設備(100 題以上)
A-2　2D 繪圖實習設備
A-3　3D 繪圖實習設備

二、加工系列
B-1　車床加工實習設備
B-2　銑床加工實習設備
B-3　車銑複合加工實習設備

三、組立系列
C-1　自動化元件認識與選用實習設備
C-2　氣壓中級實習設備
C-3　油壓中級實習設備
C-4　機構組立中級實習設備
C-5　機構組立高級實習設備
C-6　精密量測實習設備

四、設計系列
D-1　機件原理教學實習設備
D-2　創意機構設計實習設備
D-3　應用機構設計實習設備
D-4　夾治具設計實習設備
D-5　產品與包裝設計實習設備
D-5A 精品鹿產品設計實習設備
D-5B 精品馬產品設計實習設備
D-5C 小型汽車機構實習設備
D-6　機械臂設計實習設備
D-7　自動化機器設計實習設備
D-8　工具機設計實習設備
D-9　模具設計實習設備
D-10　3D 列印機設計實習設備

五、配線系列
E-2A 電路配線實習設備(國小、國中培訓用)
E-2B 電工學與配線實習設備
E-2C 機械電學實習設備
E-2D 工業配線丙級實習設備
E-2E 工業配線實習設備
E-2F 自動化配線實習設備

六、PLC 控制系列
F-1　PLC 基礎實習設備
F-2　馬達功能認識、配線與控制實習設備
F-3　系統邏輯(PLC 進階)實習設備
F-4　人機圖控+系統邏輯實習
F-5A 設備機電整合丙級檢定實習設備
F-5B 機電整合中級與工業 4.0 實習設備
F-6　感測與轉換實習設備
F-7A 伺服步進變頻實習設備(分離型)
F-7B 伺服步進變頻實習設備(一體型)
F-8A 機電整合乙級檢定實習設備
F-8B 機電整合高級與工業 4.0 實習設備
F-9　影像視覺實習設備
F-9A 影像視覺基礎實習設備
F-9B 影像視覺+水平機械臂實習設備
F-10　機械臂控制實習設備
F-10A 水平機械臂控制實習設備
F-10B 晶圓機械臂控制實習設備
F-10C 面板倍程機械臂控制實習設備
F-11　工業 4.0 應用
F-11A 工業 4.0 小型機聯網實習設備
F-11B 工業 4.0 檢測庫存進出貨機聯網實習設備
F-11C 工業 4.0 身份檢測庫存進出料機聯網實習設備
F-12　機電整合自動化應用實習設備
F-12A 電梯控制實習設備
F-12B 自動倉儲控制實習設備
F-12C 無人搬運車控制實習設備
F-12D 無人搬運車+機械臂控制實習設備
F-12E 地震平台控制實習設備
F-13　氣壓高級實習設備(比例、伺服)
F-14　油壓高級實習設備(比例、伺服)
F-15　綠色能源實習設備

七、單晶片控制系列
G-1A　遙控機器馬實習設備
G-1B　遙控拉車機器人實習設備
G-1C　遙控堆高機實習設備

八、PC Based 控制系列
H-1A　PC Based 基礎實習設備
H-1B　無人搬運車實習設備
H-1C　影像視覺+水平機械臂實習設備
H-2A　AI 小型控制系統實習設備
H-2B　AI 象棋機器人實習設備
H-2C　AI 加工檢測實習設備
H-2D　AI 地震曲線實現實習設備

飛統自動化實業有限公司
高雄市大社區萬金路11-16號
TEL：07-3539706　FAX：07-3539705
Website：www.afeton.com.tw
E-mail：best@afeton.com.tw