

逢甲大學學生報告 ePaper

機械手臂-手腕旋轉軸傳動系統設計

Design of wrist mechanism of robot manipulator

作者：楊欣穎

系級：機電三丙

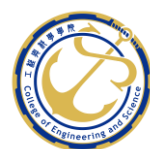
學號：D0878255

開課老師：朱智義

課程名稱：機械設計(二)

開課系所：機械與電腦輔助工程學系

開課學年：110 學年度 第 2 學期



中文摘要

本設計作業是以預設之鋼板重量，在計算出的負載下設計出一組可負荷此荷重，且可正常運作的機構，並探討如何選擇合適規格之零件，使其做結合產生連續動作。此設計利用電腦程式分析結合及連動情形，反覆修正不合之數據與空間配置狀況。設計上，先以預設之鋼板重量求出負荷後，計算出所需之減速比並選擇符合規格之馬達規格後，再利用相對應的減速比計算並設計皮帶輪與行星齒輪，最後計算出足夠額定動負荷之軸承來決定軸的整體尺寸，共有三隻軸加上馬達心軸組成此手臂旋轉軸傳動系統並使用定位之零件固定零件位置。

最後必須搭配外殼設計來選擇 C 型扣環給予固定軸承，才足以構成一部可運作之機械手臂，但本設計作業主要僅設計內部構造。

關鍵字：

機械手臂、手腕旋轉軸傳動系統、行星齒輪、減速機構

Abstract

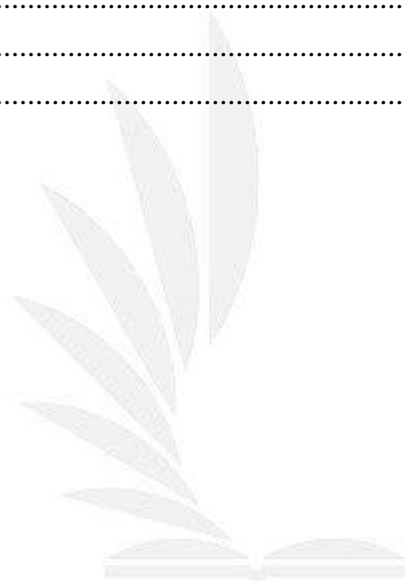
The goal of project is to design a transmission system of wrist mechanism of robot manipulator based on the given specifications. To ensure the mechanism can operate normally, each component of the system has to be examined by failure theories through careful calculations. Hence the computer programs are used to analyze linkage motion and correct the inconsistent data and space configuration iteratively. First, load analysis is completed based on the required weight of a steel plate. Secondly, the reduction ratio of planetary gear reducer is obtained and the motor, which can supply a proper torque is found. Thirdly, the strength of belt, gears, shafts, bearings are calculated to meet the life requirement. There are three transmission shafts plus one motor spindle to form the arm rotating shaft transmission system. Finally, keys are mounted between the shafts to prevent relative movement of gears in axial and radial directions. In addition, retaining rings are used to hold bearings onto shafts and in a gear box.

Keyword :

Robot arm, wrist rotation shaft, planetary gear, reduction mechanism

目錄

中文摘要.....	1
Abstract.....	2
圖目錄.....	4
表目錄.....	5
一、初始條件.....	6
二、負載分析.....	7
三、馬達選配.....	8
四、皮帶、皮帶輪選配.....	8
五、行星齒輪計算.....	10
六、軸設計、軸承選配.....	16
(一)剪力彎矩計算.....	16
(二)畸變理論.....	19
(三)疲勞理論.....	20
(四)額定動負荷.....	22
七、定位零件.....	24
八、結論.....	25



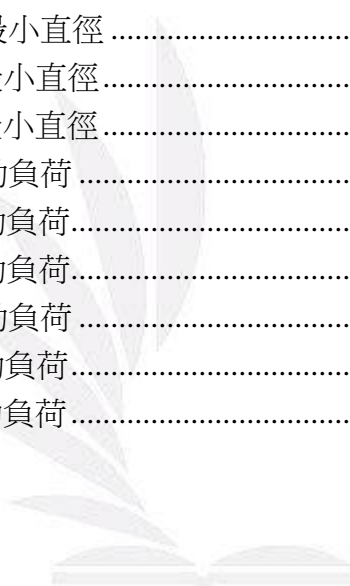
圖目錄

圖 1-1Mitsubishi 公司機械手臂手腕旋轉軸(J6)傳動系統.....	6
圖 1-2 機構佈置圖	7
圖 2-1 機械手臂靜負載條件: 重力加速度 = $-9.807 \text{ k (m/s}^2 \text{)}$	7
圖 4-1 皮帶傳動過程	10
圖 5-1 行星齒輪契合情形	11
圖 5-2 行星齒輪傳動及接觸情況	15
圖 6-1 輸出軸之剪力彎矩圖	16
圖 6-2 太陽齒輪軸之剪力彎矩圖(X-Z 方向).....	17
圖 6-3 太陽齒輪軸之剪力彎矩圖(X-Y 方向)	17
圖 6-4 皮帶輸出軸之剪力彎矩圖(X-Z 方向).....	18
圖 6-5 皮帶輸出軸之剪力彎矩圖(X-Y 方向)	18



表 目 錄

表 1-1 機械手臂手腕旋轉軸(J6 axis)傳動系統規格.....	6
表 4-1 皮帶安全係數	8
表 5-1 負荷分佈係數	12
表 5-2 齒輪 A 規格表	15
表 6-1 軸承 A 畸變最小直徑	19
表 6-2 軸承 B 畸變最小直徑.....	19
表 6-3 軸承 C 畸變最小直徑.....	19
表 6-4 軸承 D 畸變最小直徑	19
表 6-5 軸承 E 畸變最小直徑.....	20
表 6-6 軸承 F 畸變最小直徑.....	20
表 6-7 軸承 A 疲勞最小直徑	21
表 6-8 軸承 B 疲勞最小直徑.....	21
表 6-9 軸承 C 疲勞最小直徑.....	21
表 6-10 軸承 D 疲勞最小直徑	22
表 6-11 軸承 E 疲勞最小直徑.....	22
表 6-12 軸承 F 疲勞最小直徑.....	22
表 6-13 軸承 A 額定動負荷	23
表 6-14 軸承 B 額定動負荷.....	23
表 6-15 軸承 C 額定動負荷.....	23
表 6-16 軸承 D 額定動負荷	23
表 6-17 軸承 E 額定動負荷.....	24
表 6-18 軸承 F 額定動負荷.....	24



一、初始條件

依表一規格，設計機械手臂手腕旋轉軸(J6)傳動系統(參考圖一 Mitsubishi 公司機械手臂傳動系統)，包括皮帶、皮帶輪、行星齒輪減速機、軸、軸承等。受限於教材，減速齒輪組不考慮行諧波齒輪減速機。手腕旋轉軸傳動系統的強度必須符合圖二機械手臂靜負載條件，夾爪 O 點夾持一水平鋼板，鋼板重量計算方式：

$$\text{鋼板重量} = \sqrt{x} \text{ kg}$$

其中 $x =$ 組別號碼。此外，基本旋轉軸本體截面需小於 200 mm，長度無限制。而傘齒輪組(減速比=1)適當選配即可，不需計算強度。

表 1-1 機械手臂手腕旋轉軸(J6 axis)傳動系統規格

手腕旋轉軸規格	動作範圍	+180° ~ - 180°
	最大動作速度	360°/s
馬達規格	額定功率	0.2 / 0.4 kW
	額定扭矩	0.64 / 1.27 N·m
	軸徑	14 mm
	額定轉速	3000 rpm
行星齒輪減速機規格	減速比	< 10
	額定輸出扭矩	(依圖二條件計算)
	容許徑向力	(依圖二條件計算)
	使用壽命	10000 hr

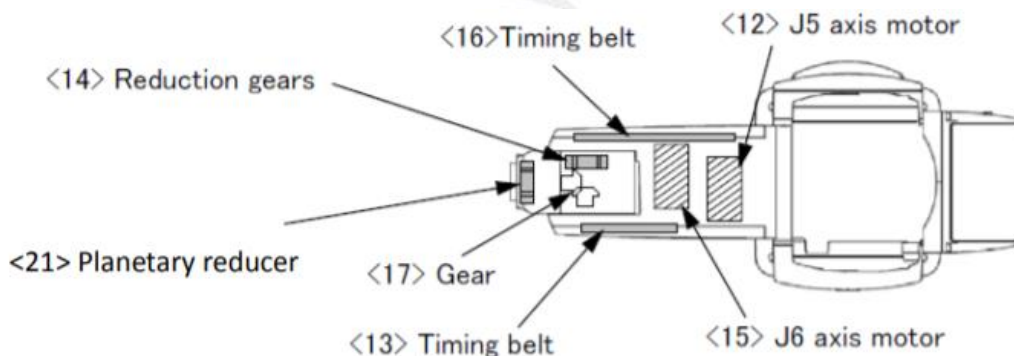


圖 1-1Mitsubishi 公司機械手臂手腕旋轉軸(J6)傳動系統

參考圖 1-1 繪製出機構佈置圖如圖 1-2 所示，概略擺設出零件之擺放位置後，再經由計算確定所需尺寸。

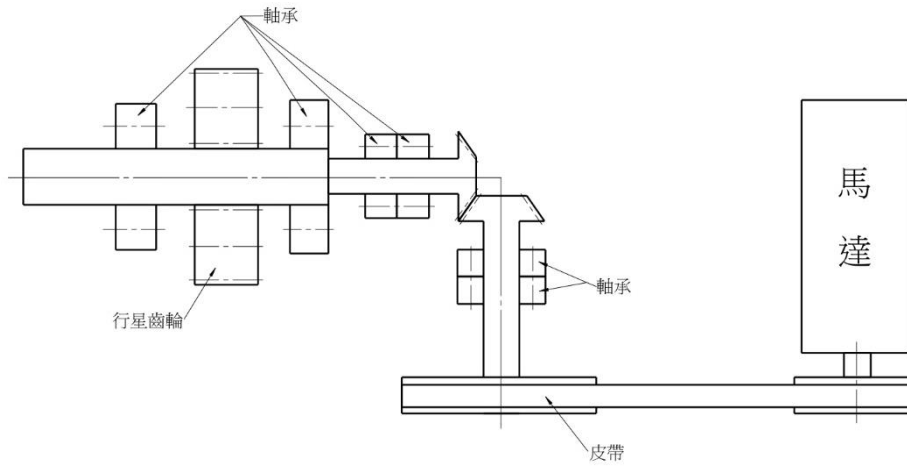


圖 1-2 機構佈置圖

二、負載分析

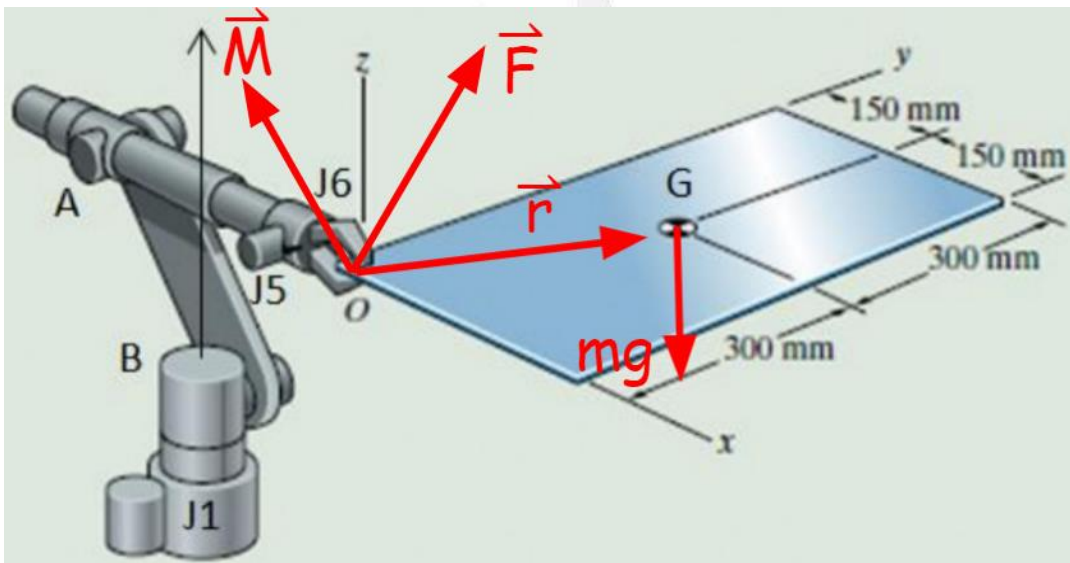


圖 2-1 機械手臂靜負載條件：重力加速度 = $-9.807 \text{ k} (\text{m}/\text{s}^2)$

本報告鋼板重為 $\sqrt{16} \text{ kg}$ ，

由圖二所給予條件計算：

$$\text{鋼板重量} = \sqrt{x} \text{ kg} = \sqrt{16} \text{ kg} = 4 \text{ kg} \quad F = mg = 4 \text{ kg} \times \frac{9.807 \text{ m}}{\text{s}^2} = 39.228 \text{ N}$$

由自由體圖分析總受力：

$$\Sigma F = 0 \Rightarrow F + mg = 0 \Rightarrow F = 39.228 \hat{k}$$

$$\text{扭矩 } T = Fr = 39.228 \times \sqrt{(0.3)^2} = 11.768 \text{ N} \cdot \text{m}$$

三、馬達選配

功率 $T \times N = (11.768 N \cdot m \times 3000 rpm)/974 = 0.362 kW$

馬達功率必須大於負荷功率，故選配 0.4kW 之規格，0.4kW 之額定扭矩為 $1.27 N \cdot m$ ，由此可推得減速比為 $11.768/1.27 = 9.26$ ，由於行星齒輪減速比條件(減速比 <10)，所以將由行星齒輪合皮帶輪相互配合減速，將行星齒輪減速比設計為 8，相互配合之皮帶輪減速比為 1.25，總減速比為 10，再由已知條件(J6 手腕旋轉軸角速度 $\omega_x = 2\pi \hat{i} (rad/s)$)，推得輸出轉速為 60rpm，馬達轉速為 $60 \times 10 = 600rpm$ 。

參考交流伺服電機和驅動器規格[1]，選擇所需馬達規格為 ECMA-CX0604FS。

四、皮帶、皮帶輪選配

已知條件：馬達功率 $0.4kW$ ，馬達轉速 $600rpm$ ，減速比 1.25，工作時數 24hr/day。

假設中心距為 $150 \pm 10 mm$ ，輪徑為 $32T : 40T (50.93mm : 63.66mm)$ ，套入以下步驟計算並選擇皮帶、皮帶輪規格。

1. 確認使用係數 (安全係數) $K_o = K_1 + K_2 + K_3 + K_4$

參考時規皮帶選定方法[2]可得：

表 4-1 皮帶安全係數

K_o	K_1	K_2	K_3	K_4
1.9	1.5	0	0.4	0

2. 確認設計動力： $P_d = P_m \times K_o = 0.4 \times 1.9 = 0.76kW$

3. 是否有急動狀態或較大從動機械轉動慣量?因無急停，故 $K_G = 1$ 。

4. 選用皮帶種類

利用已知條件：設計動力為 $0.76kW$ ，馬達轉速為 $600rpm$ ，參考時規皮帶選定方法[2]可得皮帶種類為 5GT。

5. 計算皮帶長度與中心距

利用假設的中心距及輪徑代入下列算式計算：

$$L_p' = 2C' + \frac{\pi(D_p + d_p)}{2} + \frac{\pi(D_p - d_p)^2}{4C'}$$

$$L_p' = 2 \times 150 + \frac{\pi(63.66 + 50.93)}{2} + \frac{\pi(63.66 - 50.93)^2}{4C'}$$

$$L_p' = 300 + 179.998 + 0.849 = 480.847mm$$

參考 Gates 時規皮帶型錄[2]可得皮帶規格為 475-GT。

驗算中心距：

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 + 8(D_p - d_p)^2}}{8}; b = 2L_p - \pi(D_p + d_p)$$

$$C = \frac{[2L_p - \pi(D_p + d_p)] + \sqrt{[2L_p - \pi(D_p + d_p)]^2 + 8(D_p - d_p)^2}}{8}$$

$$b = 2 \times 475 - \pi(63.66 + 50.93) = 590.005mm$$

$$C = \frac{590.005 + \sqrt{590.005^2 + 8(63.66 - 50.93)^2}}{8} = \frac{590.005 + \sqrt{349402.3232}}{8} = 147.638mm$$

6. 計算咬合齒數

計算皮帶接觸角度：

$$\theta = 180^\circ - \frac{57.3(D_p - d_p)}{C} \Rightarrow \theta = 180^\circ - \frac{57.3(63.66 - 50.93)}{147.638} = 180^\circ - 4.94^\circ = 175.06^\circ$$

利用接觸角度代入下式計算咬和齒數

$$T.I.M = \frac{\theta}{360^\circ} \times n \Rightarrow T.I.M = \frac{175.06^\circ}{360^\circ} \times 32 = 0.4863 \times 32 = 15.5616$$

7. 設計皮帶寬度

假設皮帶寬度為 15mm，概略皮帶寬度修正係數公式為： $WF = \frac{P_d}{P_C \times K_L \times K_m}$ 。

參考 Gates 時規皮帶型錄[2]可得修正係數 $K_m = 1.0$ 。

因皮帶基礎動力 $P_C = 873W = 0.873 kW$ ，由參考時規皮帶選定方法[2]可得修正係數 $K_L = 1$ 。

將上述所得之係數及已知基礎動力代入皮帶寬度修正係數公式得出概略皮帶寬度修正係數 $WF = 0.871$ 。再參考 Gates 時規皮帶型錄[2]查出皮帶寬度修正係數 $K_b = 1.0$ ，確認皮帶寬度修正係數是否符合條件：

$$K_b = 1.0 > WF = 0.871 \text{ Yes !}$$

8. 確認是否符合安全係數

$$P_T = P_C \times K_b \times K_L \times K_m = 0.873 \times 1.0 \times 1.0 \times 1.0 = 0.873$$

$$K = \frac{P_t}{P_m} = \frac{0.873}{0.4} = 2.1825 > K_0 = 1.9 \text{ Yes !}$$

圖 4-1 使用平皮帶表現此設計的數據，並模擬傳動過程。

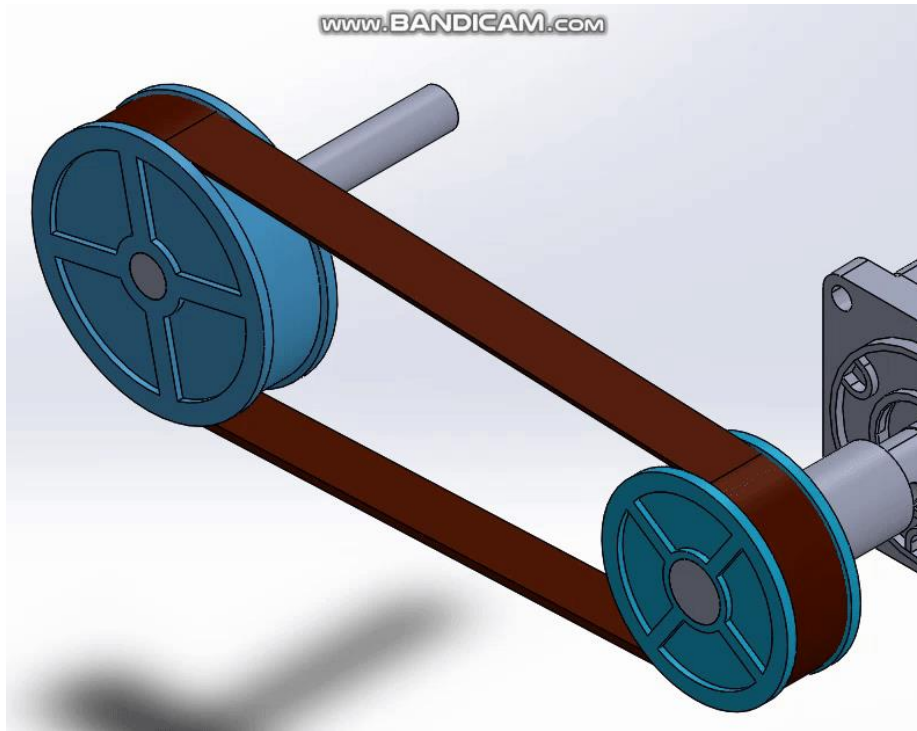


圖 4-1 皮帶傳動過程

確切尺寸如附錄 D 所示。

五、行星齒輪計算

將行星齒輪機構減速比設置為 8，預設齒數：太陽齒輪(Z_a)為 21 齒；行星齒輪(Z_b)為 63 齒；環狀齒輪(Z_c)為 147 齒，且行星齒輪數量為 3，驗算此設計齒數是否符合條件：

1.中心距條件： $Z_c=Z_a+2Z_b \rightarrow 147=21+2 \times 63$

2.拘束咬合條件： $(Z_a+Z_c)/N=\text{整數} \rightarrow (21+147)/3=56$

3.外徑干涉條件：

$$Z_b+2 < (Z_a+Z_b)\sin(180^\circ/3) \rightarrow 63+2 < (21+63)\sin(180^\circ/3)=84\sin 60^\circ \rightarrow 65 < 72.746$$

經驗算得出所設齒數符合條件，將此設計齒數套入分析軟體檢驗契合狀況，由圖 5-1 所示。

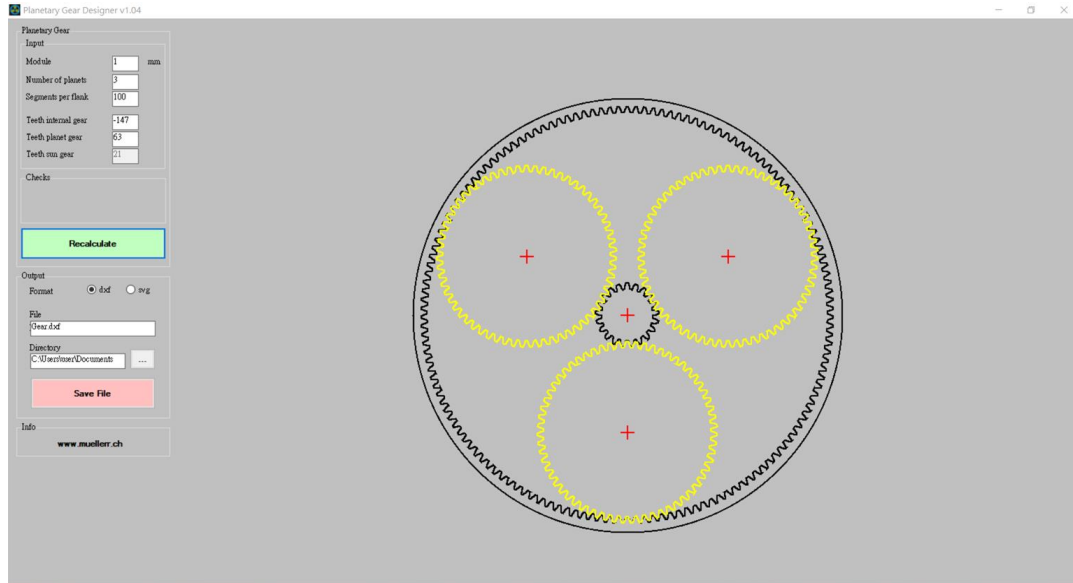


圖 5-1 行星齒輪契合情形

欲將模數設計為 0.8，則各齒輪的節圓直徑為：太陽齒輪 16.8mm、行星齒輪 50.4mm、環狀齒輪 117.6mm。

計算接觸比是否符合標準：

$$\begin{aligned}
 r_{ap} &= 0.5 \times (T_p + 2) \times m = 0.5 \times (21 + 2) \times 0.8 = 9.2mm \\
 r_{bp} &= 0.5 \times T_p \times m \times \cos\phi = 0.5 \times 21 \times 0.8 \times \cos 20^\circ = 7.89mm \\
 r_{ag} &= 0.5 \times (T_g + 2) \times m = 0.5 \times (63 + 2) \times 0.8 = 26mm \\
 r_{bg} &= 0.5 \times T_g \times m \times \cos\phi = 0.5 \times 63 \times 0.8 \times \cos 20^\circ = 23.68mm \\
 C &= 0.5 \times (T_p + T_g) \times m = 0.5 \times (21 + 63) \times 0.8 = 33.6mm \\
 LC &= \sqrt{r_{ap}^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{r_{ag}^2 - r_{bg}^2} - C \sin\phi \\
 &= \sqrt{(9.2)^2 - (7.89)^2} + \sqrt{(26)^2 - (23.68)^2} - 33.6 \times \sin 20^\circ = 3.97 \\
 CR &= \frac{LC}{P_g} = \frac{LC}{\pi m \cos\phi} = \frac{3.97}{\pi \times 0.8 \times \cos 20^\circ} = 1.68 > 1.2 \text{ OK!}
 \end{aligned}$$

經計算可知接觸比符合標準。

計算位移係數評估位移之情形：

$$\text{位移係數 } x \geq \left(1 - \frac{N_p}{2} \sin^2\phi\right) \Rightarrow x \geq \left(1 - \frac{21}{2} \sin^2 20^\circ\right) = -0.228$$

因計算出數值為負數，由此可判斷位移狀況為內移之情形。

當齒數及輪徑大小確認後，必須求出齒面寬之合理數值。可使用彎曲應力公式來進行推算。

$$\text{彎曲應力公式為： } \sigma_b \leq S'_{at} \Leftrightarrow \frac{3W_t}{mbJ} K_o K_v K_m K_B \leq \frac{S_{at} Y_N}{N_{sf} K_T K_R}$$

其中 W_t 為齒輪切線力，由於行星齒輪數量為 3，故切線力為 3 倍，由下式可推出齒輪之切線力：

$$T_1 = 3 \times W_t \times m \times \frac{N_s}{2} \Rightarrow 3W_t = \frac{2 \times T_1}{m \times N_s}$$

已知模數為 0.8，N 為齒數，扭矩為 1.27kw，將數值套入上式計算：

$$\text{太陽齒輪切線力 } 3W_t = \frac{2 \times T_1 \times 8}{m \times N_p} = \frac{2 \times 1270 \times 8}{0.8 \times 21} = 453.57N$$

$$\text{行星齒輪切線力 } 3W_t = \frac{2 \times T_1 \times 8}{m \times N_s} = \frac{2 \times 1270 \times 8}{0.8 \times 63} = 117.42 N$$

J 為彎曲幾何係數，查閱機械元件設計[3]可得知。

太陽齒輪 J 值 $\Rightarrow J = 0.24$

$$\text{行星齒輪 J 值} \Rightarrow \frac{63-55}{135-55} = \frac{J-0.28}{0.29-0.28} \Rightarrow \frac{8}{80} = \frac{J-0.28}{0.01} \Rightarrow J = 0.281$$

K_o 為過負荷係數，查閱機械元件設計[3]可得知。

因機器為機械手臂，並不會授予過大之衝擊，由此可訂 $K_o = 1.00$ 。

K_v 為動負荷係數，是由齒輪精度及切線速度推出，而齒輪精度(Q_v)選用 8，線

$$\text{速度 } V_t = \pi d_p n_p = \pi \times 21 \times m \times 600 = 31667.25 \frac{mm}{min} = 0.53 \frac{m}{s}$$

$$\text{動負荷係數公式為 } K_v = \left[\frac{A + \sqrt{200 \times V_t}}{A} \right]^B$$

$$A = 50 + 56(1.0 - B)$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{0.667}$$

將已知數值套入

$$B = 0.25(12 - 8)^{0.667} = 0.630$$

$$A = 50 + 56(1.0 - 0.630) = 70.72$$

$$K_v = \left[\frac{70.72 + \sqrt{200 \times 0.53}}{70.72} \right]^{0.630} = 1.146^{0.630} = 1.09$$

計算出動負荷係數 $K_v = 1.09$ 。

K_m 為負荷分佈係數，由表 5-1 可得知。

表 5-1 負荷分佈係數

Characteristics of Support	Face Width (in.)			
	0 to 2	6	9	16 up
Accurate mountings, small bearing clearances, minimum deflection, precision gears	1.3	1.4	1.5	1.8
Less rigid mountings, less accurate gears, contact across the full face	1.6	1.7	1.8	2.2
Accuracy and mounting such that less than full-face contact exists		Over 2.2		

預估齒面寬介於 0~50.8mm 之間，所以負荷分佈係數 $K_m=1.6$ 。

K_B 為輪緣厚度修正係數，正常情況下軸徑設計不會過大，所以輪緣厚度修正係

數 K_B 可視為 1.0。

S_{at} 為容許彎曲強度，取決於齒輪材質，欲將把齒輪材質設為 S45C 中碳鋼，高週波淬火硬度設為 HRC54，查閱機械元件設計[3]可知 S_{at} 為 310MPa。

Y_N 為彎曲循環係數， N_{cp} 為循環週期數，因設計壽命為 10000 小時查閱機械元件設計[3]可得：

$$Y_N = 1.3558 \times N_{cp}^{-0.0178}$$

$$N_{cp} = L \times 60 \times n_p$$

將已知數值帶入，算出彎曲循環係數。

太陽齒輪： $N_{cp} = 10000 \times 60 \times 600 = 3.6 \times 10^8$

$$Y_N = 1.3558 \times (3.6 \times 10^8)^{-0.0178} = 0.95$$

行星齒輪： $N_{cp} = 10000 \times 60 \times 200 = 1.2 \times 10^8$

$$Y_N = 1.3558 \times (1.2 \times 10^8)^{-0.0178} = 0.97$$

$$Y_N = 1.3558 \times N_{cp}^{-0.0178}$$

$$N_{cp} = L \times 60 \times n_p$$

將已知數值帶入，算出彎曲循環係數。

太陽齒輪： $N_{cp} = 10000 \times 60 \times 600 = 3.6 \times 10^8$

$$Y_N = 1.3558 \times (3.6 \times 10^8)^{-0.0178} = 0.95$$

行星齒輪： $N_{cp} = 10000 \times 60 \times 200 = 1.2 \times 10^8$

$$Y_N = 1.3558 \times (1.2 \times 10^8)^{-0.0178} = 0.97$$

N_{sf} 為安全係數，在正常狀態下安全係數 $N_{sf}=1.0$ 。

K_T 為溫度係數，當溫度介於 0 °C ~120 °C時，溫度係數 $K_T=1.0$ 。

K_R 為可靠度係數，可靠度採用 99.9%，查閱機械元件設計[4]可知可靠度係數 $K_R=1.25$ 。

將所有數值代入彎曲應力公式

$$\sigma_b \leq S'_{at} \Leftrightarrow \frac{3W_t}{mbj} K_o K_v K_m K_B \leq \frac{S_{at} Y_N}{N_{sf} K_T K_R}$$

太陽齒輪： $\frac{453.57}{0.8 \times b \times 0.24} \times 1.0 \times 1.09 \times 1.6 \times 1 \leq \frac{310 \times 0.95}{1 \times 1 \times 1.25}$

$$\Rightarrow \frac{453.57}{0.192 \times b} \leq 135.092 \Rightarrow b \geq \frac{453.57}{135.092 \times 0.192} = 17.487mm$$

行星齒輪： $\frac{117.42}{0.8 \times b \times 0.281} \times 1.0 \times 1.09 \times 1.6 \times 1 \leq \frac{310 \times 0.97}{1 \times 1 \times 1.25}$

$$\Rightarrow \frac{117.42}{0.2248 \times b} \leq 137.936 \Rightarrow b \geq \frac{117.42}{137.936 \times 0.2248} = 3.786mm$$

再由接觸應力公式推算齒面寬，因為齒輪不僅有彎曲應力，還有接觸應力，需經兩次推算，得出合理齒面寬數值。

接觸應力公式為： $\sigma_c \leq S'_{ac} \Leftrightarrow C_p \sqrt{\frac{W_t}{bd_p l} K_o K_v K_m K_B} \leq \frac{S_{ac} Z_N C_H}{N_{sf} K_T K_R}$

其中 C_p 為彈性係數，查閱機械元件設計[3]可知，因齒輪材質為鋼，所以彈性係數 $C_p = 191\sqrt{MPa}$ 。

W_t 切線力與彎曲應力之切線力相同。 d_p 為節圓直徑。 $K_o K_v K_m K_B K_T K_R$ 都與彎曲應力之係數相同。

I 為接觸幾何係數，查閱機械元件設計[3]可查知。

使用內差法得出接觸幾何係數 $I=0.1036$

$$\frac{63 - 55}{135 - 55} = \frac{I - 0.102}{0.118 - 0.102} \Rightarrow \frac{8}{80} = \frac{1}{10} = \frac{I - 0.102}{0.016}$$

$$I = \frac{1}{10} \times 0.016 + 0.102 = 0.0016 + 0.102 = 0.1036$$

S_{ac} 為容許接觸強度，其值可查表 5-4，可得容許接觸強度 $S_{ac}=1205MPa$ 。

Z_N 為接觸循環週期係數，因設計壽命為 10000，由圖十可得接觸循環週期係數公式為

$$Z_n = 1.4488 \times N_{cp}^{-0.023}$$

$$N_{cp} = L \times 60 \times n_p$$

將數值代入公式可得

太陽齒輪接觸循環週期係數：

$$N_{cp} = 10000 \times 60 \times 600 = 3.6 \times 10^8$$

$$Z_n = 1.4488 \times (3.6 \times 10^8)^{-0.023} = 0.92$$

行星齒輪接觸循環週期係數：

$$N_{cp} = 10000 \times 60 \times 200 = 1.2 \times 10^8$$

$$Z_n = 1.4488 \times (1.2 \times 10^8)^{-0.023} = 0.94$$

C_H 為接觸硬度係數，因兩接觸齒輪材質相同，所以接觸硬度係數 $C_H=1.0$ 。

N_{sf} 為安全係數，在正常狀態下安全係數 $N_{sf}=1.0$ 。

將所得數值代入接觸應力公式

$$\sigma_c \leq S'_{ac} \Leftrightarrow C_p \sqrt{\frac{W_t}{bd_p I} K_o K_v K_m K_B} \leq \frac{S_{ac} Z_N C_H}{N_{sf} K_T K_R}$$

太陽齒輪：

$$191 \sqrt{\frac{453.57}{b \times 16.8 \times 0.1036} \times 1.0 \times 1.09 \times 1.6 \times 1} \leq \frac{1205 \times 0.92 \times 1.0}{1 \times 1 \times 1.25}$$

$$\Rightarrow \sqrt{\frac{453.57}{b \times 16.8 \times 0.1036} \times 1.0 \times 1.09 \times 1.6 \times 1} \leq \frac{886.88}{191} = 4.643$$

$$\Rightarrow \frac{453.57}{b \times 16.8 \times 0.1036} \leq 4.643^2 = 21.557$$

$$\Rightarrow b \geq \frac{453.57}{16.8 \times 0.1036 \times 21.557} = 12.088mm$$

行星齒輪：

$$191 \sqrt{\frac{117.42}{b \times 50.4 \times 0.1036} \times 1.0 \times 1.09 \times 1.6 \times 1} \leq \frac{1205 \times 0.94 \times 1.0}{1 \times 1 \times 1.25}$$

$$\Rightarrow \sqrt{\frac{117.42}{b \times 50.4 \times 0.1036} \times 1.0 \times 1.09 \times 1.6 \times 1} \leq \frac{906.16}{191} = 4.744$$

$$\Rightarrow \frac{117.42}{b \times 50.4 \times 0.1036} \leq 4.744^2 = 22.505$$

$$\Rightarrow b \geq \frac{117.42}{50.4 \times 0.1036 \times 22.505} = 0.9992mm$$

依推論得出齒面寬的範圍為 $b \geq 17.487mm$ 。

所以齒面寬採用 17.5mm。

圖 5-2 為所設計行星齒輪傳動及接觸情況。

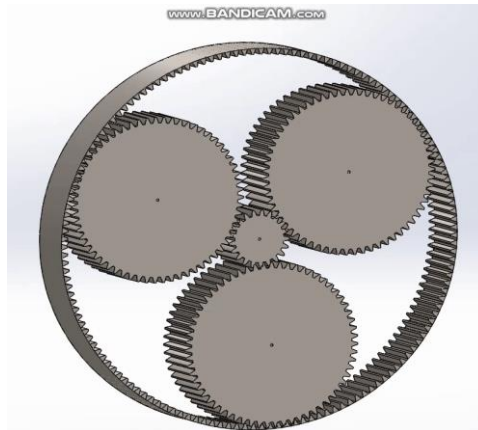


圖 5-2 行星齒輪傳動及接觸情況

表 5-2 齒輪 A 規格表

名稱	齒輪 A
齒數	63
模數	0.8
面寬	17.5
壓力角	20°
節圓直徑(mm)	50.4
外徑(mm)	52
跨齒數	4
跨齒厚	13.616
嚙合齒輪齒數	5
中心距離	147
材質	S45C
熱處理硬度	HRC 54

六、軸設計、軸承選配

(一)剪力彎矩計算

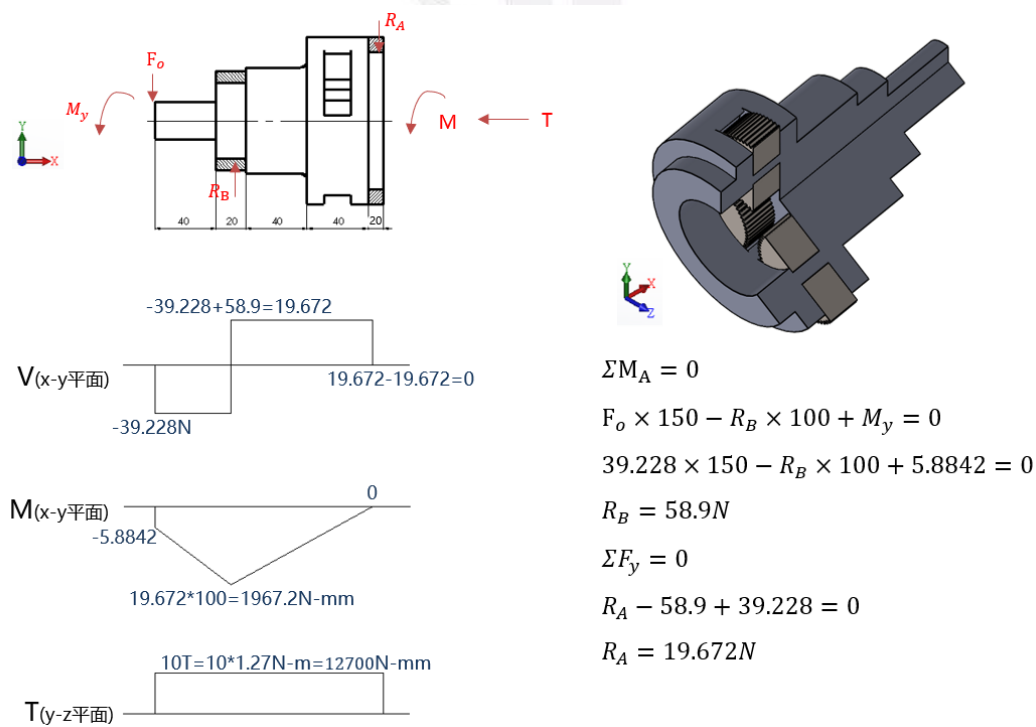


圖 6-1 輸出軸之剪力彎矩圖

輸出軸含兩顆軸承分別為 A、B，如圖 6-1 所示，A 軸承位置至於行星齒輪

左側，B 軸承至於行星齒輪右側，由圖 6-1 計算可知 A 軸承剪力為 19.672N 彎矩為 196.72N-mm，B 軸承剪力為 58.9N 彎矩為 1967.2N-mm，因輸出軸總減速比為 10，所以扭矩額定之 10 倍等於 12700N-mm。

確切尺寸如附錄 E 所示。

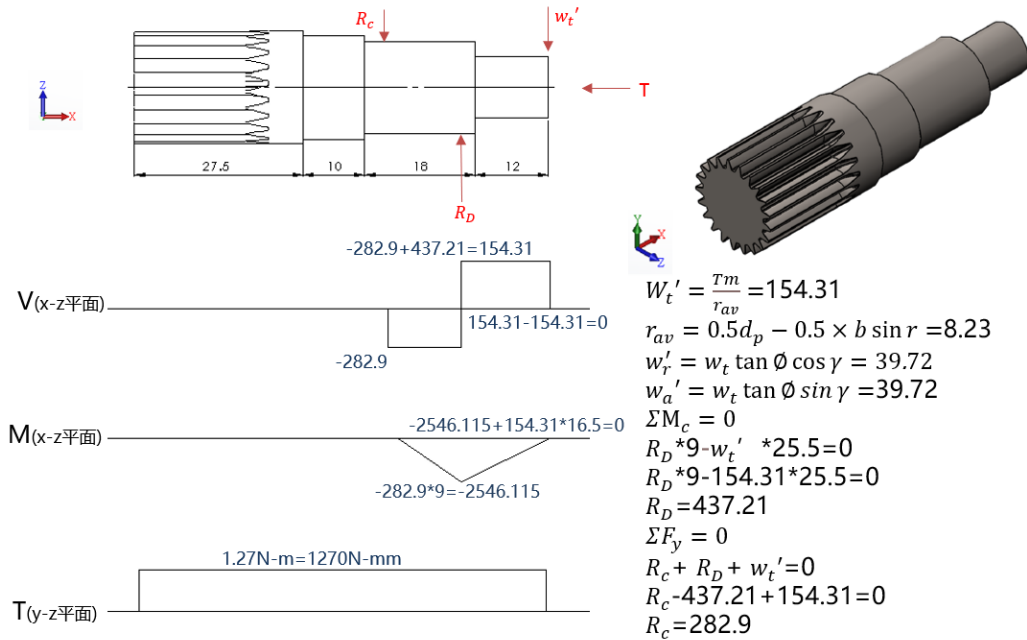


圖 6-2 太陽齒輪軸之剪力彎矩圖(X-Z 方向)

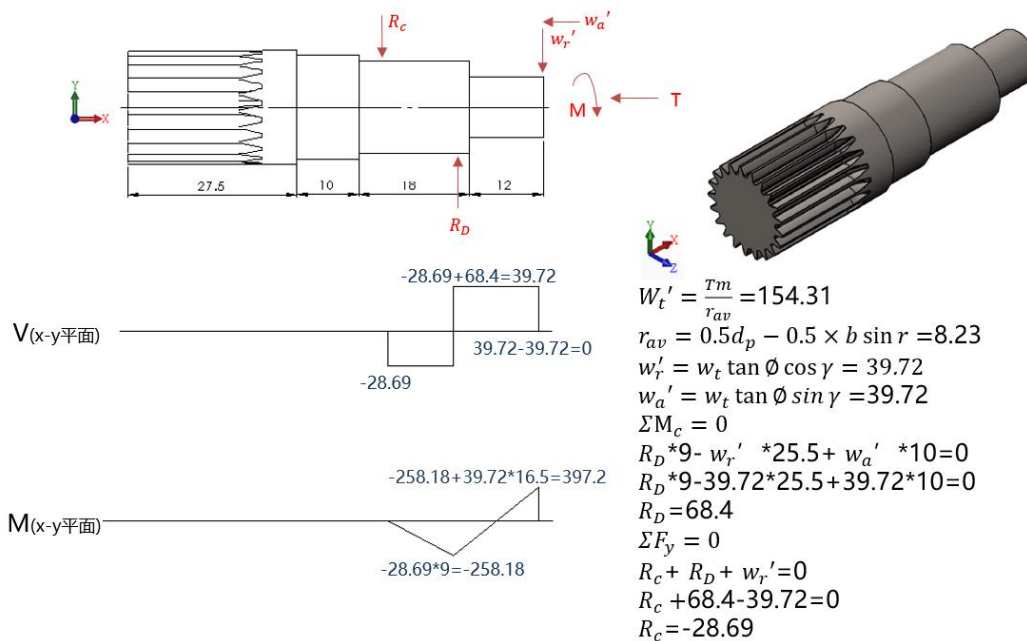


圖 6-3 太陽齒輪軸之剪力彎矩圖(X-Y 方向)

因傘齒輪有三個方向之作用力，所以太陽齒輪軸與皮帶輸出軸會有兩個方向之剪力彎矩圖計算，分別為 X-Z 方向和 X-Y 方向。

太陽齒輪軸含兩顆軸承分別為 C、D，如圖 6-2 與 6-3 所示，D 軸承位置至於傘齒輪左側而 C 軸承位置至於 D 軸承左側，由圖 6-2 和 6-3 計算可知 C 軸承總彎矩為 1279.58N-mm，D 軸承總彎矩為 2559.171N-mm，扭矩為 1270N-mm。確切尺寸如附錄 F 所示。

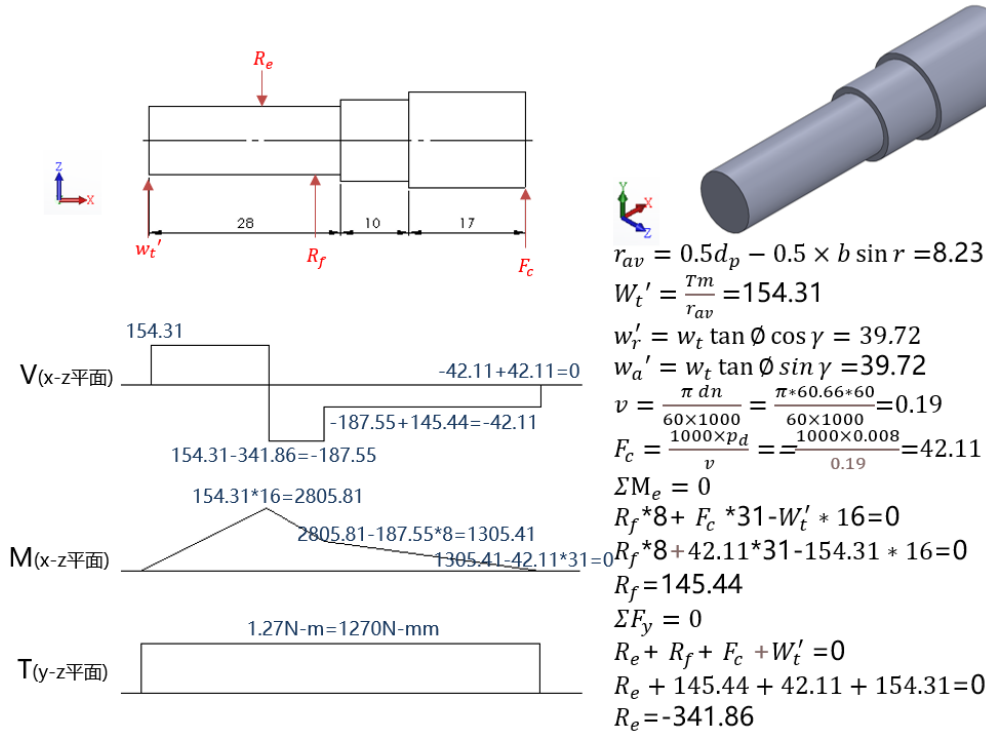


圖 6-4 皮帶輸出軸之剪力彎矩圖(X-Z 方向)

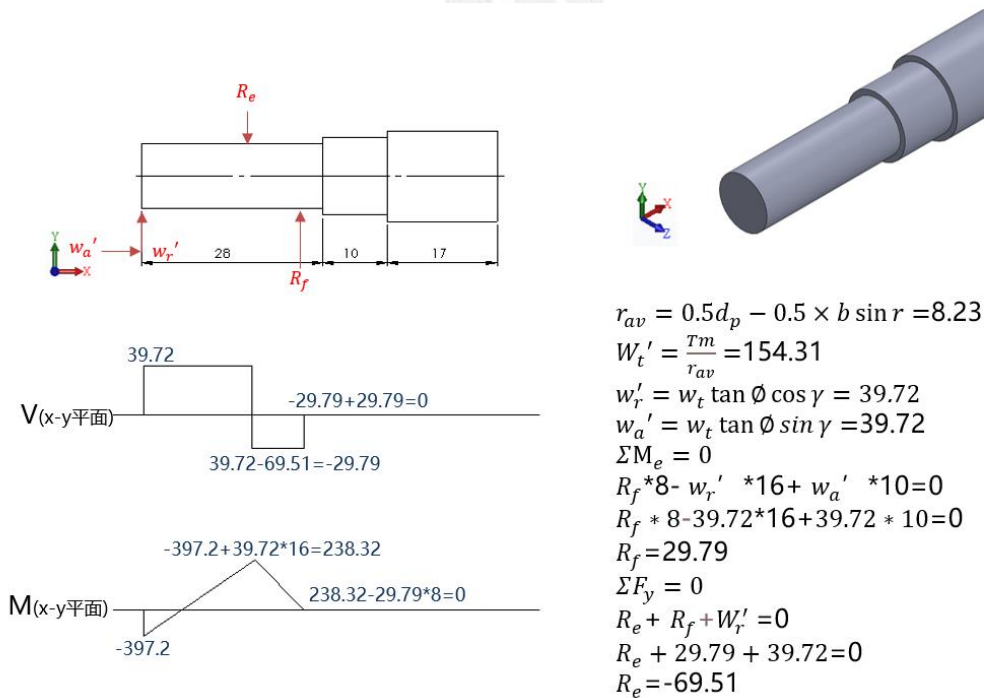


圖 6-5 皮帶輸出軸之剪力彎矩圖(X-Y 方向)

皮帶輸出軸含兩顆軸承分別為 E、F，如圖 6-4 與 6-5 所示，E 軸承位置至

於傘齒輪右側而 F 軸承位置至於 E 軸承左側，由圖 6-4 和 6-5 計算可知 E 軸承總彎矩為 2815.913N-mm，F 軸承總彎矩為 1310.837N-mm，扭矩為 1270N-mm。確切尺寸如附錄 G 所示。

(二)畸變理論

使用靜負荷推算直徑，由式 6-1 可得

$$d = \left[\frac{32N_{sf}}{\pi \cdot s_y} \sqrt{(M_a^2 + 3T_m^2)} \right]^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots\text{式 6-1}$$

因材料為 1040 冷抽鋼，查閱機械元件設計[3]可知抗拉強度 Sut=586MPa，降伏強度 Sy=489MPa。Ns_f安全係數均為 3。

利用 Excel 寫入公式後將數值代入可得六顆軸承的最小直徑。寫入之函數為：
 F4=((32*B5)/(3.14*B4))*(SQRT((F2)^2+3*B1^2)))^(1/3)

	A	B	C	D	E	F	G
--	---	---	---	---	---	---	---

表 6-1 軸承 A 畸變最小直徑

1	10Tm	12700	N-mm		壓力角	20	
2	材質	1040	冷抽鋼		Ma	196.72	
3	Sut	586			Wa	19.672	N
4	Sy	489			da	11.12085	mm
5	Nsf	3					

表 6-2 軸承 B 畸變最小直徑

1	10Tm	12700	N-mm		壓力角	20	
2	材質	1040	冷抽鋼		Mb	1967.2	
3	Sut	586			Wb	58.9	N
4	Sy	489			db	11.13548	mm
5	Nsf	3					

表 6-3 軸承 C 畸變最小直徑

1	Tm	1270	N-mm		壓力角	20	
2	材質	1040	冷抽鋼		Mc	1279.58	
3	Sut	586			Mct	1273.05	N
4	Sy	489			Mcr	129.105	N
5	Nsf	3			dc	5.418707	mm

表 6-4 軸承 D 畸變最小直徑

1	Tm	1270	N-mm		壓力角	20	
2	材質	1040	冷抽鋼		Md	2559.171	
3	Sut	586			Mdt	2546.115	N
4	Sy	489			Mdr	258.18	N
5	Nsf	3			dd	5.953228	mm

表 6-5 軸承 E 畸變最小直徑

1	Tm	1270	N-mm		壓力角	20	
2	材質	1040	冷抽鋼		Me	2815.913	
3	Sut	586			Met	2805.81	N
4	Sy	489			Mer	238.32	N
5	Nsf	3			de	6.067807	mm

表 6-6 軸承 F 畸變最小直徑

1	Tm	1270	N-mm		壓力角	20	
2	材質	1040	冷抽鋼		Mf	1310.837	
3	Sut	586			Mft	1305.41	N
4	Sy	489			Mfr	119.16	N
5	Nsf	3			df	5.42994	mm

(三)疲勞理論

使用 goodman 理論推算直徑，由式 6-2 可得

$$d = \left[\frac{32N_{sf}}{\pi} \cdot \left(\frac{k_f \cdot M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3}T_m}{S_{ut}} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots \text{式 6-2}$$

Se 為修正疲勞限，查閱機械元件設計[4]可得

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot S'_e \dots\dots\dots \text{式 6-3}$$

S'e 由式 6-4 可得，

$$S'_e = 0.5S_{ut} \dots\dots\dots \text{式 6-4}$$

ka 為表面光滑係數的參數值，因軸承均為研磨表面，由表 6-8 可得 a=1.58、b=0.085。

kb 為尺寸修正係數，如負荷為彎矩與扭矩，則 de =0.37d，查閱機械元件設計[3]可查得修正係數。

kc 為可靠度係數，可靠度均選為 99.9%，查閱機械元件設計[3]可查得 kc=0.753。

kf 為疲勞應力集中係數，查閱機械元件設計[3]可得

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \dots\dots\dots\text{式 6-5}$$

q 為缺口靈敏係數， k_t 為幾何應力集中係數，查閱機械元件設計[3]可查得

利用 Excel 寫入公式後將數值代入可得六顆軸承的最小直徑。寫入之函數為:

$$B15 = (((32 * B5) / 3.14) * ((F11 * F2) / B10 + ((SQRT(3) / 2) * B1) / B3))^{(1/3)}$$

$$B10 = B11 * B12 * B13 * B14$$

$$F11 = 1 + F12 * (F13 - 1)$$

A	B	C	D	E	F
---	---	---	---	---	---

表 6-7 軸承 A 疲勞最小直徑

10	Se	172.3722346				
11	ka	0.919148726	研磨		kf	1.72
12	kb	0.85	7.5<d<50	27.75	q	0.45
13	kc	0.753	99.90%		kt	2.6
14	Se'	293			選用	6018
15	da	8.589988819	mm		圓角	0.3

表 6-8 軸承 B 疲勞最小直徑

10	Se	172.3722				
11	ka	0.919149	研磨		kf	1.414
12	kb	0.85	7.5<d<50	18.5	q	0.45
13	kc	0.753	99.90%		kt	1.92
14	Se'	293			選用	6210
15	db	10.21914	mm		圓角	0.3

表 6-9 軸承 C 疲勞最小直徑

10	Se	202.7909				
11	ka	0.919149	研磨		kf	1.72
12	kb	1	d<=7.5	5.55	q	0.45
13	kc	0.753	99.90%		kt	2.6
14	Se'	293			選用	6002
15	dc	7.301094	mm		圓角	0.3

表 6-10 軸承 D 疲勞最小直徑

10	Se	202.7909				
11	ka	0.919149	研磨		kf	1.9
12	kb	1	$d \leq 7.5$	5.55	q	0.45
13	kc	0.753	99.90%		kt	3
14	Se'	293			選用	6002
15	dd	9.246104	mm		圓角	0.3

表 6-11 軸承 E 疲勞最小直徑

10	Se	202.7909				
11	ka	0.919149	研磨		kf	1.63
12	kb	1	$d \leq 7.5$	3.7	q	0.45
13	kc	0.753	99.90%		kt	2.4
14	Se'	293			選用	6000
15	de	9.083069	mm		圓角	0.3

表 6-12 軸承 F 疲勞最小直徑

10	Se	202.7909				
11	ka	0.919149	研磨		kf	1.54
12	kb	1	$d \geq 7.5$	3.7	q	0.45
13	kc	0.753	99.90%		kt	2.2
14	Se'	293			選用	6000
15	df	7.12513	mm		圓角	0.3

(四)額定動負荷

軸所受的負荷造成的額定動負荷決定合適的軸承尺寸，而額定動負荷公式

如式 6-6。

$$C_{reg} = F_e \cdot \left(\frac{L}{k_R \cdot L_R}\right)^{0.333} \leq C \dots\dots\dots \text{式 6-6}$$

C_{reg} 為需要的額定動負荷， F_e 為等價負荷， L 為設計壽命， k_R 為可靠度係數， L_R 為額定壽命， C 為額定動負荷，而軸承必須滿足 $C_{reg} \leq C$ 的條件。

考慮到軸向力，故等價負荷公式如式 6-7。

$$F_e = X \cdot v \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots\dots\dots \text{式 6-7}$$

徑向係數 X 與軸向係數 Y 可由查閱機械元件設計[4]查得，而軸承之徑向力與軸向力可由(一、剪力彎矩計算)獲得。

利用 Excel 寫入公式後將數值代入可得六顆軸承所需之額定動負荷。寫入之函數為:

$$B23==B19*B20/(B21*B22)^(1/3)$$

$$B19=E19*E20*E21+E22*E23$$

	A	B	C	D	E	F	G
--	---	---	---	---	---	---	---

表 6-13 軸承 A 額定動負荷

18	C	58000 N		Co	49500 N		
19	Fe	19.672 N		X	1		
20	L	360		V	1	內環轉動外環固定	
21	Kr	0.21	99%	Fr	19.672	Fa/Co	0
22	Lr	1714.285714		Y	0 e		0.19
23	Creg	235.4378326 N		Fa	0	Fa/Fr	0

表 6-14 軸承 B 額定動負荷

18	C	35000 N		Co	23200 N		
19	Fe	58.9 N		X	1		
20	L	360		V	1	內環轉動外環固定	
21	Kr	0.21	99%	Fr	58.9	Fa/Co	0
22	Lr	1714.286		Y	0 e		0.19
23	Creg	704.9252 N		Fa	0	Fa/Fr	0

表 6-15 軸承 C 額定動負荷

18	C	5600 N		Co	2830 N		
19	Fe	158.424 N		X	0.56		
20	L	360		V	1	內環轉動外環固定	
21	Kr	0.21	99%	Fr	282.9	Fa/Co	0.01014
22	Lr	1714.286		Y	0 e		0.19
23	Creg	1896.045 N		Fa	28.69	Fa/Fr	0.10141

表 6-16 軸承 D 額定動負荷

18	C	5600		Co	2830		
19	Fe	437.21		X	1		
20	L	360		V	1	內環轉動外環固定	
21	Kr	0.21	99%	Fr	437.21	Fa/Co	0.02417
22	Lr	1714.286		Y	0	e	0.19
23	Creg	5232.603		Fa	68.4	Fa/Fr	0.15645

表 6-17 軸承 E 額定動負荷

18	C	4550		Co	1960		
19	Fe	351.3146		X	0.56		
20	L	360		V	1	內環轉動外環固定	
21	Kr	0.21	99%	Fr	341.86	Fa/Co	0.03546
22	Lr	1714.286		Y	2.3	e	0.19
23	Creg	4204.593		Fa	69.51	Fa/Fr	0.20333

表 6-18 軸承 F 額定動負荷

18	C	4550		Co	1960		
19	Fe	149.9634		X	0.56		
20	L	360		V	1	內環轉動外環固定	
21	Kr	0.21	99%	Fr	145.44	Fa/Co	0.0152
22	Lr	1714.286		Y	2.3	e	0.19
23	Creg	1794.787		Fa	29.79	Fa/Fr	0.20483

由畸變理論計算與疲勞負荷計算加上額定動負荷計算可設計出，軸承 A 為 6018，軸承 B 為 6210，軸承 C 為 6002，軸承 D 為 6002，軸承 E 為 6000，軸承 F 為 6000。

七、定位零件

在輸出軸左側與夾爪連接處與皮帶輪和軸接合處需用平鍵做固定確保傳動效率。

材料為 AISI 1018，查表可知 $S_{yc} = S_{yt} = 372MPa$ 。

由於鍵為延性材料，壓縮降伏強度約等於拉伸降伏強度，因此 $\sigma_c = \frac{S_{yc}}{N_{sf}} = \frac{372}{4} =$

$93MPa$

依據最大剪應力破壞理論，可得

$$S_{sy} = 0.5S_{yt} = 0.5 \times 372MPa = 186MPa$$

$$\tau = \frac{S_{sy}}{N_{sf}} = \frac{186}{4} = 46.5MPa$$

輸出軸左側鍵：

$$T = 12700N \cdot mm,$$

軸徑為 25mm，故選擇 8 × 7 之平鍵。

$$L = \frac{2T}{db\tau} = \frac{2 \times 12700}{25 \times 8 \times 46.5} = 2.73mm$$

$$L = \frac{4T}{db\sigma_c} = \frac{4 \times 12700}{25 \times 8 \times 93} = 2.73mm$$

由式和式可知 L 必須 > 2.73mm，所以將長度設計為 18mm。

皮帶輪之平鍵：

$$T = 1270N \cdot mm,$$

軸徑為 14mm，故選擇 5 × 5 之平鍵。

$$L = \frac{2T}{db\tau} = \frac{2 \times 1270}{14 \times 5 \times 46.5} = 0.78mm$$

$$L = \frac{4T}{db\sigma_c} = \frac{4 \times 1270}{14 \times 5 \times 93} = 0.78mm$$

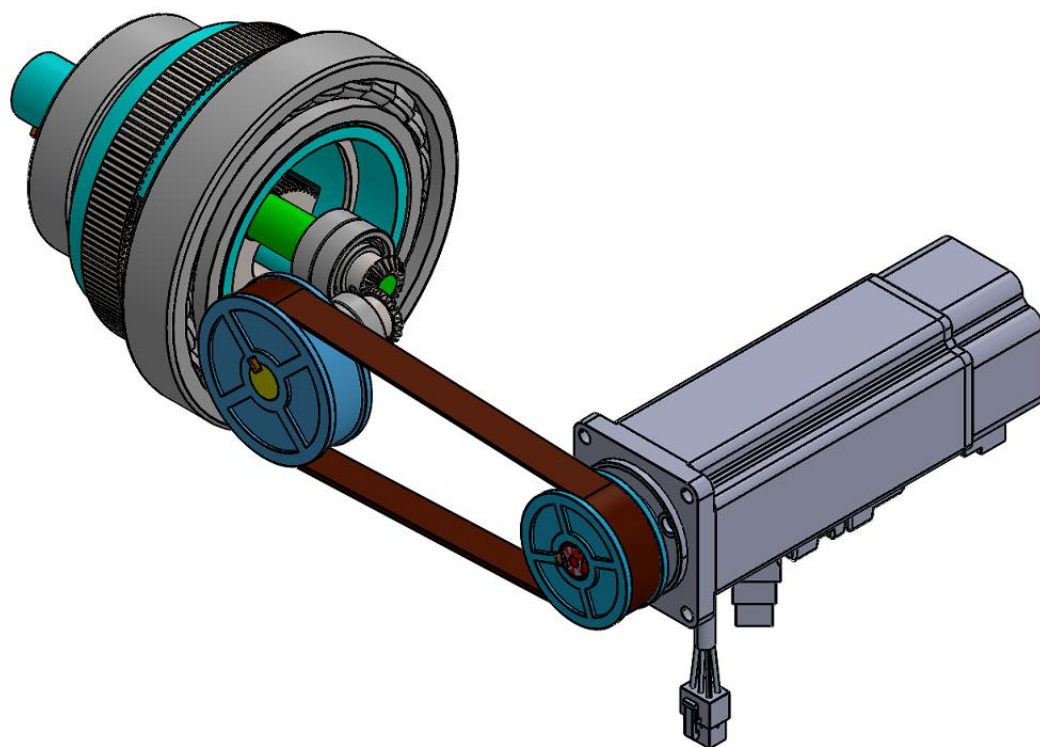
由式和式可知 L 必須 > 0.78mm，所以將長度設計為 10mm。

八、結論

將馬達與小皮帶輪結合並使用鍵確保傳動，小皮帶輪經由皮帶傳遞至大皮帶輪，此過程減速了 1.25 倍之轉速，而大皮帶輪再與皮帶輸出軸結合並以鍵確保傳動，皮帶輸出軸裝上兩顆軸承穩定軸之運動狀態，末端裝上傘齒輪並使用固定螺栓固定，且軸上需挖鍵槽避免加工時需高同心度來對準固定螺栓之孔位，而太陽齒輪軸之傘齒輪也以相同的固定方式，且裝上兩顆軸承穩定軸之運動狀態，而太陽齒輪之齒型是直接加工於軸上與軸呈現一體成形狀態，再與行星齒輪結合並確保傳動狀態，而行星臂架也需使用兩顆軸承穩定軸之運動狀態，行星齒輪中心以銷固定於行星臂架上，再以 C 型扣環固定，最後軸承必須配合外殼選擇 C 型扣環給予固定，則形成完整的手腕旋轉軸傳動系統。將計算出之零件繪製成工程圖，軸承、扣環及鍵等有一定規格之尺寸除外。組合結果如附錄 A 所示，傘齒輪確切尺寸如附錄 C 所示，零件數及規格如附錄 H 所示。

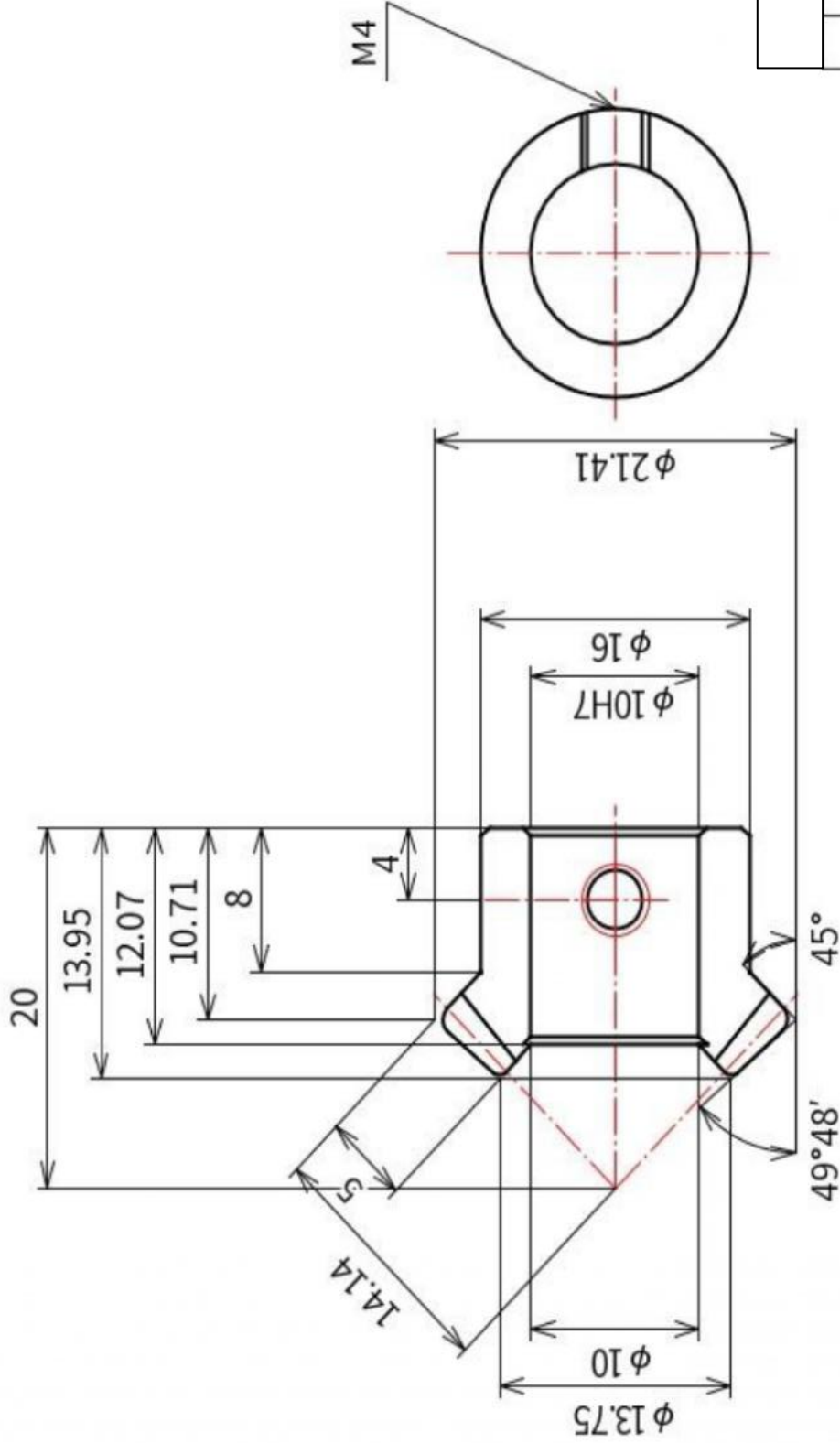
附錄

附錄 A





Black oxide



Tolerance	
Dimension & Up ~ Max.	Tol. mm
0.5 ~ 6	± 0.1
6 ~ 30	± 0.2
30 ~ 120	± 0.3
120 ~ 400	± 0.5
400 ~ 1000	± 0.8
1000 ~ 2000	± 1.2
Angle	$\pm 0.5^\circ$

Hardened Miter Gears Data

Class	JIS B 1704:1978 grade 4
Reference section of gear	
Tooth Form	Gleason
Module	1
Pressure Angle	20°
No. of Teeth	20
Helix Angle & Hand	
Pitch Diameter	20
Profile shift coefficient	
Addendum	1
Tooth Depth	2.19
Outside Diameter	21.41
Thickness	
Backlash	0.03 - 0.13
Mating Gear	20

Induction Hardened **HRC50~60**

附錄 C

Remark

S45C

Mark

Name

Matl.

Remarks

Drw. by 21.12.18 Title

Checked by

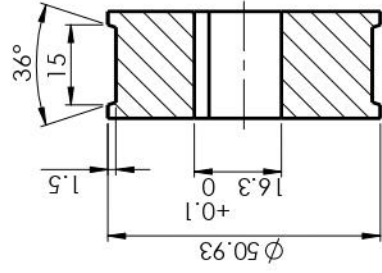
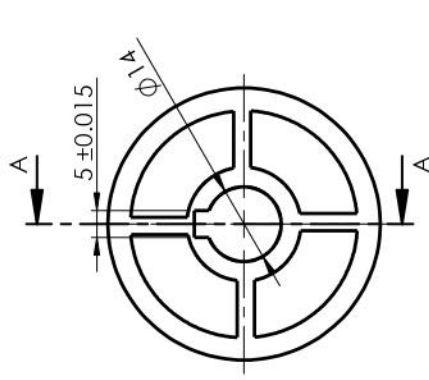
Scale N.T.S

KHK

for Web Catalog

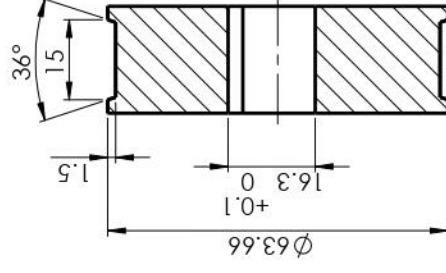
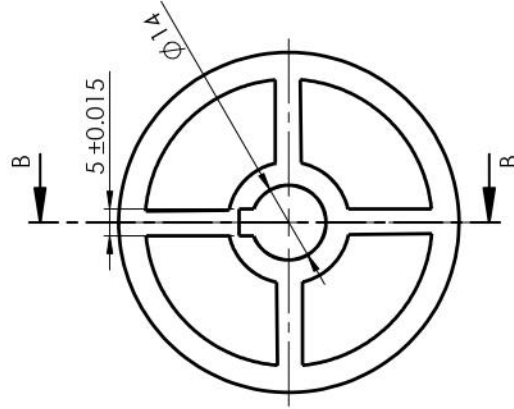
KHK SMB1-20

Dwg.No. / Cust P/N



剖面圖 A-A

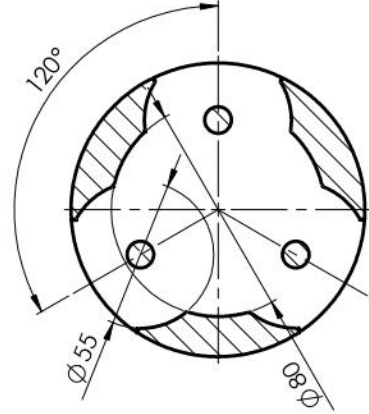
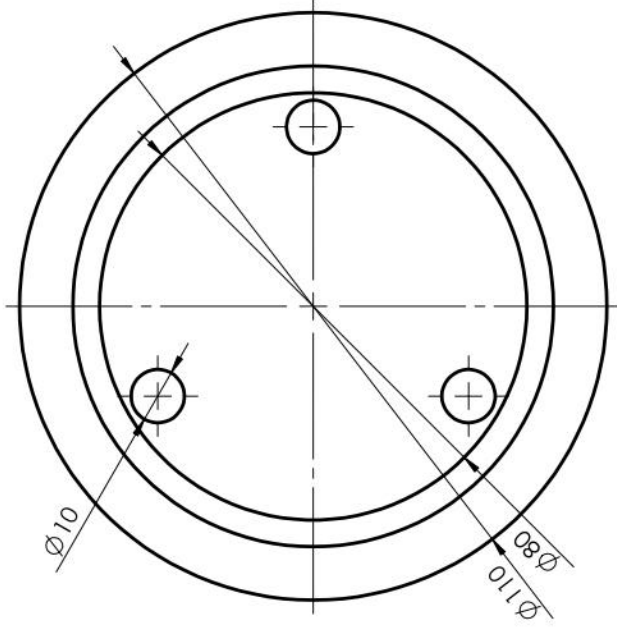
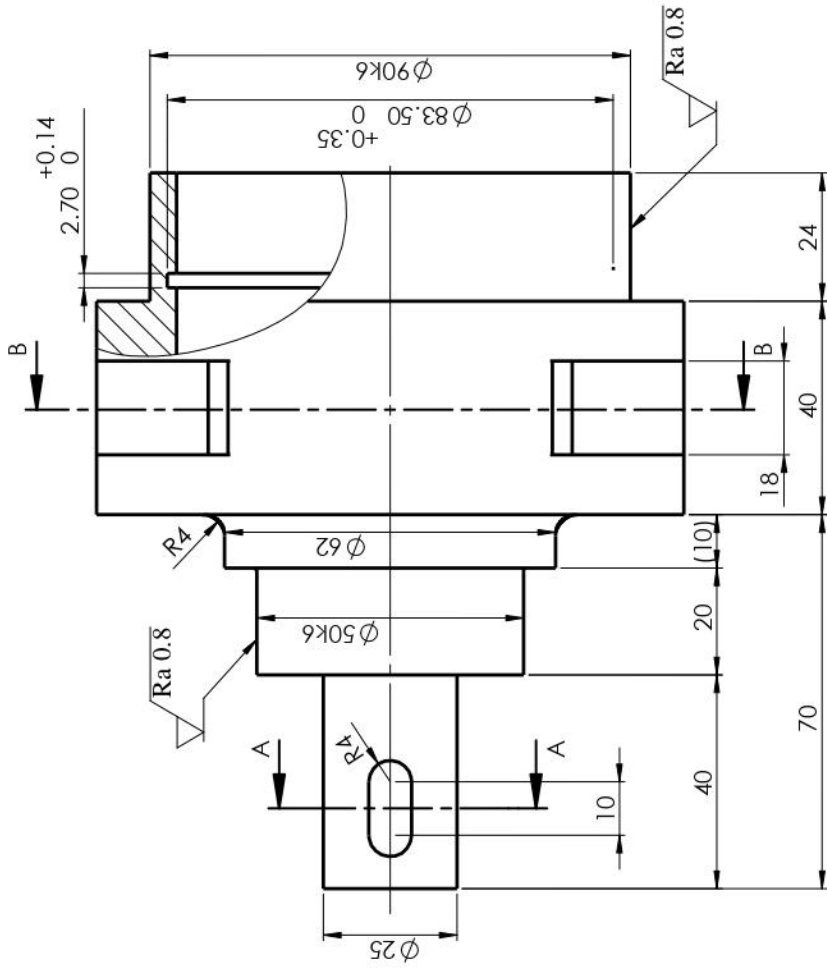
2 $\sqrt{\text{Ra } 6.3}$



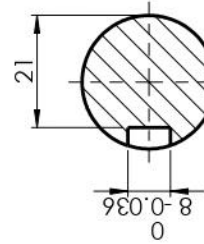
剖面圖 B-B

3 $\sqrt{\text{Ra } 6.3}$

3	皮帶輪B	1	鑄鐵	
2	皮帶輪A	1	鑄鐵	
件號	名稱	數量	材質	備註
比例	1:2	私立逢甲大學		
投影法	第三角法			
單位	毫米(mm)	設計者	楊欣穎	
日期	2022.09.05	圖號	附錄D	



剖面圖 B-B
比例 1:4

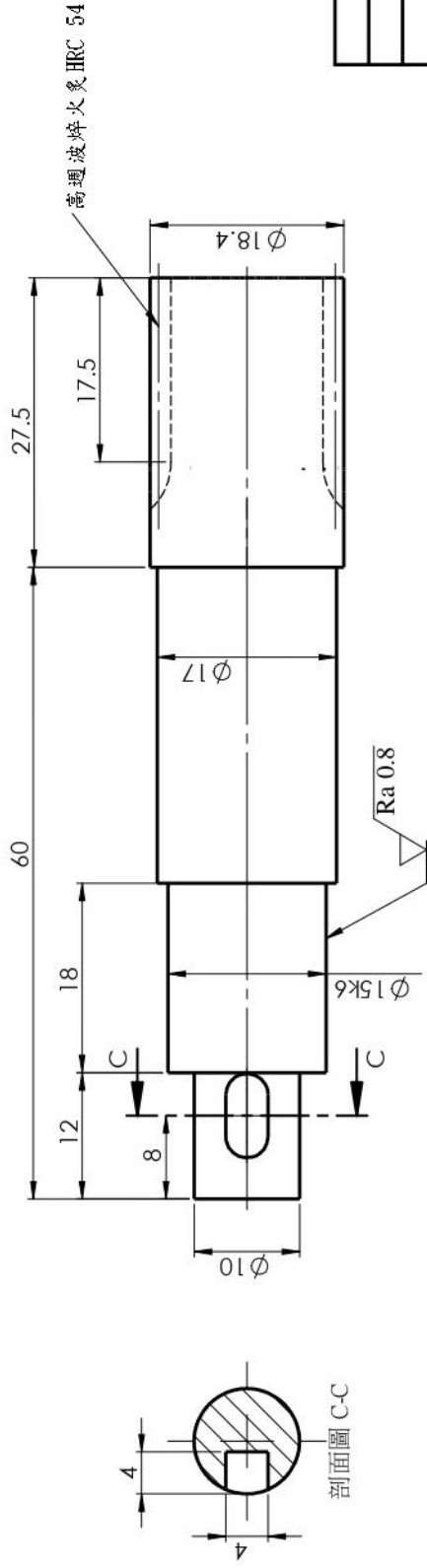


剖面圖 A-A
比例 1:2

4 $\sqrt{Ra 6.3}$ ($\sqrt{Ra 0.8}$)

備註：1.未標誌圓角處，採用R0.5
2.未標誌導角處，採用0.5x45°

4	行星臂架	1	AISI 1045	
件號	名稱	數量	材質	備註
比例	1:2			
投影法	第三角法		私立逢甲大學	
單位	毫米(mm)	設計者	楊欣穎	
日期	2022.09.05	圖號	附錄E	

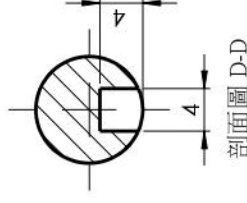
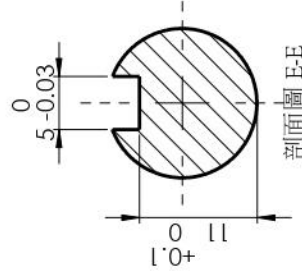
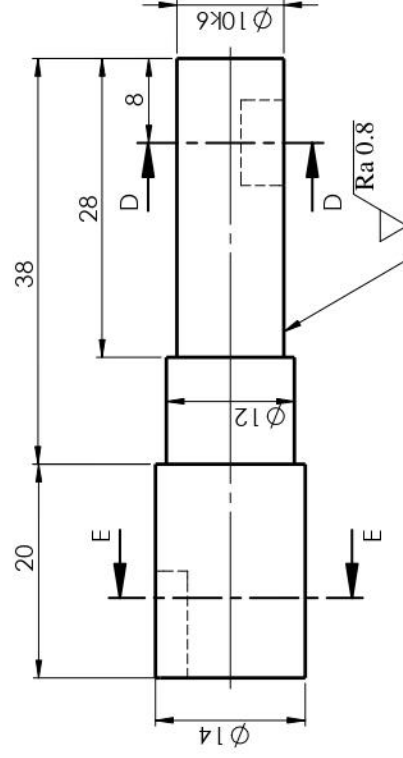
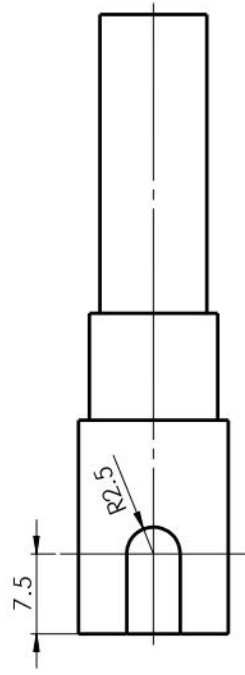


名稱	太陽齒輪
齒數	21
模數	0.8
有效面寬	17.5
壓力角	20°
節圓直徑(mm)	16.8
外徑(mm)	18.4
跨齒數	2
跨齒厚(mm)	8.399
嚙合齒數	4
中心距離	147

5	軸A	1	AISI 1045	
件號	名稱	數量	材質	備註
比例	1:1			
投影法	第三角法			
單位	毫米(mm)			
日期	2022.09.05			
			私立逢甲大學	
			設計者	楊欣穎
			圖號	附錄F

5 $\sqrt{Ra 6.3}$ ($\sqrt{Ra 0.8}$)

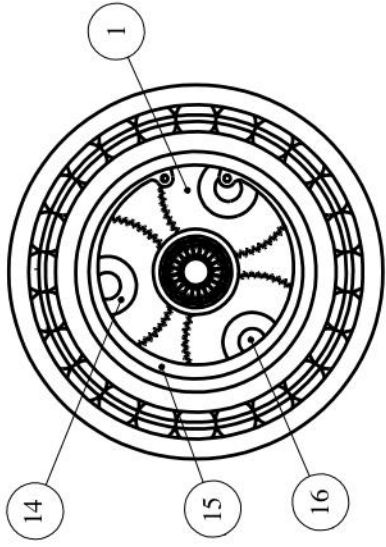
備註：1.未標誌圓角處，採用R0.5
2.未標誌導角處，採用0.5x45°



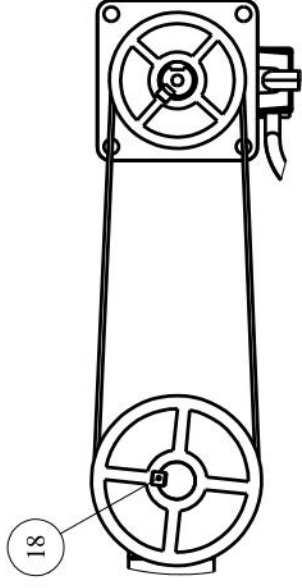
6 $\sqrt{Ra\ 6.3}$ ($\sqrt{Ra\ 0.8}$)

備註：1.未標誌圓角處，採用R0.5
2.未標誌導角處，採用0.5x45°

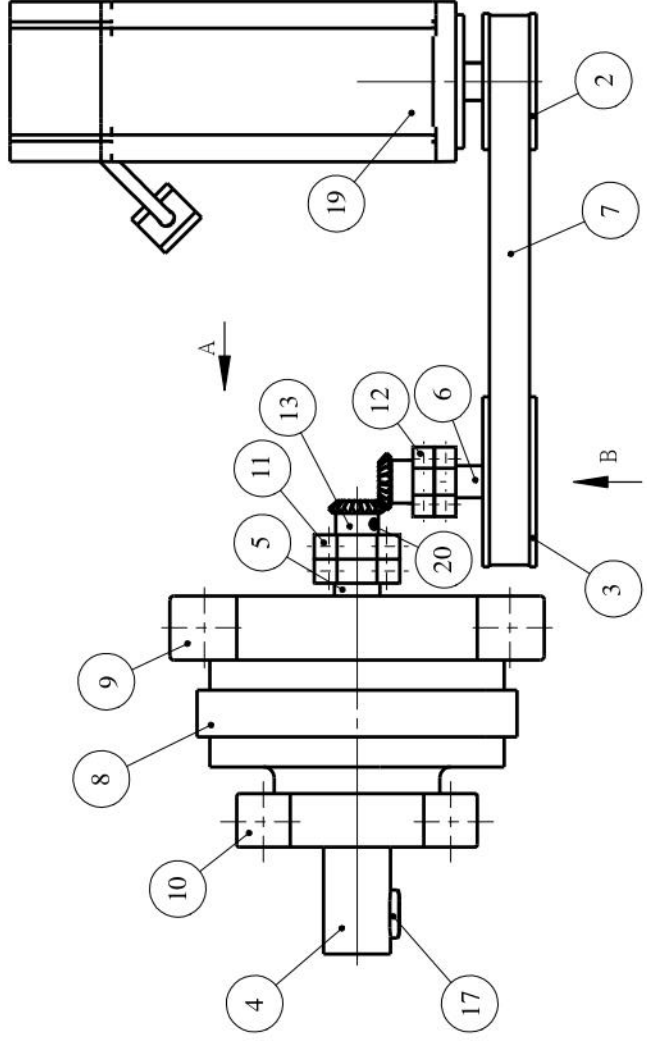
6	軸B	1	AISI 1045	
件號	名稱	數量	材質	備註
比例	1:1			
投影法	第三角法		私立逢甲大學	
單位	毫米(mm)	設計者	楊欣穎	
日期	2022.09.05	圖號	附錄G	



視圖 A



視圖 B



20	固定螺絲	2			M4*7
19	驅動馬達	1			ECMA-CX0604FS
18	平行鍵B	2			5*5*10
17	平行鍵A	1			8*7*18
16	平行銷	3			Ø10*32
15	C型扣環	1			內徑Ø80外徑Ø83.5 高度2.7
14	滾針軸承	3			NA 4900
13	傘齒輪	2		S45C	
12	軸承4	2			6000
11	軸承3	2			6002
10	軸承2	1			6210
9	軸承1	1			6018
8	環狀齒輪	1		S45C	
7	皮帶	1		橡膠	長度475
6	軸B	1		AISI 1045	
5	軸A	1		AISI 1045	
4	行星管架	1		AISI 1045	
3	皮帶輪B	1		鑄鐵	內徑Ø14外徑Ø60.6 厚度15
2	皮帶輪A	1		鑄鐵	內徑Ø14外徑Ø47.9 厚度15
1	齒輪A	3		S45C	
件號	名稱	數量		材質	備註
比例	1:4				
投影法	第三角法				
			私立逢甲大學	日期	2022.09.06
				圖號	附錄H

參考資料

- [1] Industrial Automation / Servo Systems - AC Servo Motors and Drives，台達電子工業股份有限公司，2014 年
- [2] Gates 時規皮帶型錄，Gate 公司，2008 年
- [3] 尤春風，機械元件設計，滄海圖書，2015 年

