

# 逢甲大學學生報告 ePaper

報告題名：

行星-傘齒輪二段減速機設計

Planetary - Bevel Gear Reducer Design

作者：林容卉、林哲以、廖偉程、黃奕瑄、李芸瑜

系級：機械與電腦輔助工程學系三年丙班

學號：D0339710、D0339353、D0339855、D0371536、D0371272

開課老師：朱智義

課程名稱：機械設計

開課系所：機械與電腦輔助工程學系

開課學年：105 學年度 第 2 學期



## 中文摘要

- (1) 目的：我們所做的機構為(行星-傘齒輪減速機)，減速機的目的為降低轉速，並增大轉矩，降低慣量。行星齒輪機構包括太陽輪、數個行星齒輪和環齒輪，並確定固定件及驅動件，使其能夠產生不同減速比。行星齒輪減速機是由馬達端驅動，並通過傳動軸輸出動力至太陽輪，而太陽輪驅動行星輪，行星輪驅動環齒輪，降低轉速，增大轉矩，達到傳動目的。我們的數據為(2 匹馬力、每分鐘 1750 轉、主要減速比為 2.5：1、次要減速比為 5：1)，我們要用這些條件來設計一顆能安全驅動的減速機。
- (2) 過程及方法：我們利用行星齒輪計算、傘形齒輪計算軸、負載分析(F.B.D)、破壞理論計算、變動負荷的破壞準則(疲勞破壞)、選配軸承、選配鍵、參考 Catalog 以及使用 Excel 計算此減速機是否安全。
- (3) 結果：減速機在工業界是不可或缺的機構，他可以減低馬達或引擎的轉速，以增加精度、扭力和實用性，如今汽、機車等多數動力傳輸系統都會用到。有鑑於此，這項專題能讓我們對減速機有更多的了解，用大學這兩年所學的知識來設計、配置一顆屬於我們自己分析的減速裝置。

**關鍵字：**減速機、傘形齒輪、行星齒輪

## Abstract

(1) Purpose: The mechanism we design is (planetary - bevel gear reducer). The purposes of the reducer are to reduce the speed, increase the torque, and reduce inertia. The planetary gear mechanism includes a sun gear, a plurality of planetary gears, and a ring gear. In addition, we determine the fixing member and the driving member to make it be capable of producing different reduction ratios. Planetary gear reducer is driven by the motor side, and the drive shaft outputs the power to the sun wheel. The sun wheel drives the planetary wheel; the planetary wheel drives the ring gear, reduce the speed, and increase the torque to drive the purpose. Our data is (2 horsepower, 1750 revolutions per minute, the main reduction ratio of 2.5: 1, the secondary reduction ratio of 5: 1), we are going to use these conditions to design a safety-driven reducer.

(2) Process and method: With the planetary gear calculation, umbrella gear calculation axis, load analysis (FBD), damage theory calculation, variable load failure criteria (fatigue damage), optional bearings, optional keys, reference catalog and Excel, we are able to calculate whether this reducer is safe or not.

(3) Results: Reducer is an indispensable mechanism in the industry fields, it can reduce the motor or engine speed to increase accuracy, torque and practicality. Furthermore, it can perfectly work in vehicles and other power transmission systems. Therefore, this topic allows us to understand more about the reducer. With the knowledge of designing we gain during the two years in the university, we can configure a part of our own analysis of the slowdown device.

**Keyword** : bearing, bevel wheel, fatigue failure, key, and reducer

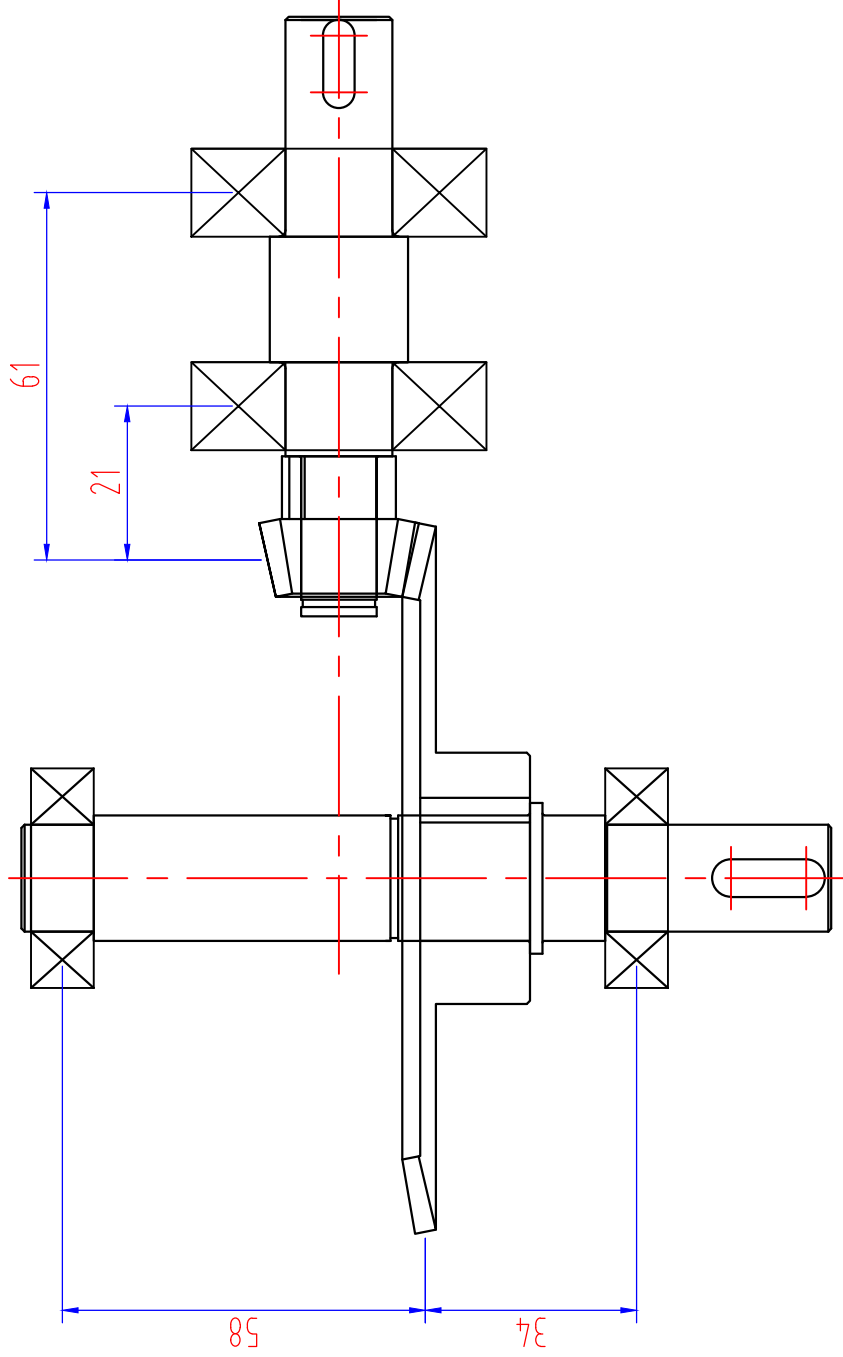
## 目 次

一、布置圖	4
二、行星齒輪計算	5
三、傘形齒輪計算	6
四、軸負載分析(F.B.D)	9
五、破壞理論計算	13
六、變動負荷的破壞準則(疲勞破壞)	18
七、選配軸承	20
八、選配鍵	23
九、Catalog	24
十、Excel 計算表	28
十一、設計心得	33
十二、組合圖、零件圖	34



## 一、布置圖





A. 布置圖	投影	第三角法	逢甲大學機電三丙
	比例	1:2	
行星-傘齒輪二段減速機	單位	mm	組別
			第四組

## 二、行星齒輪計算

假設太陽齒為 30 齒，模數為 1，

(1) 行星齒減速比：

$$\frac{\text{環齒數}}{\text{太陽齒數}} + 1 \Rightarrow \frac{\alpha}{30} + 1 = 2.5 \Rightarrow \alpha = 90$$

(2) 中心距條件：

$$Z_r = Z_s + 2Z_p \Rightarrow 90 = 30 + 2Z_p \Rightarrow Z_p = 15$$

(3) 拘束咬合條件：

$$\frac{Z_s + Z_r}{N} = \text{整數} \Rightarrow \frac{30 + 90}{3} = 40, N \text{ 為行星齒輪數目，本組放置 3 個。}$$

(4) 外徑干涉條件：

$$Z_p + 2 < (Z_s + Z_p) \sin \frac{180}{N} \Rightarrow 15 + 2 < (30 + 15) \sin 60^\circ \Rightarrow 17 < 38.97$$

$N$  為行星齒輪數目，本組放置 3 個。

### 三、傘形齒輪計算

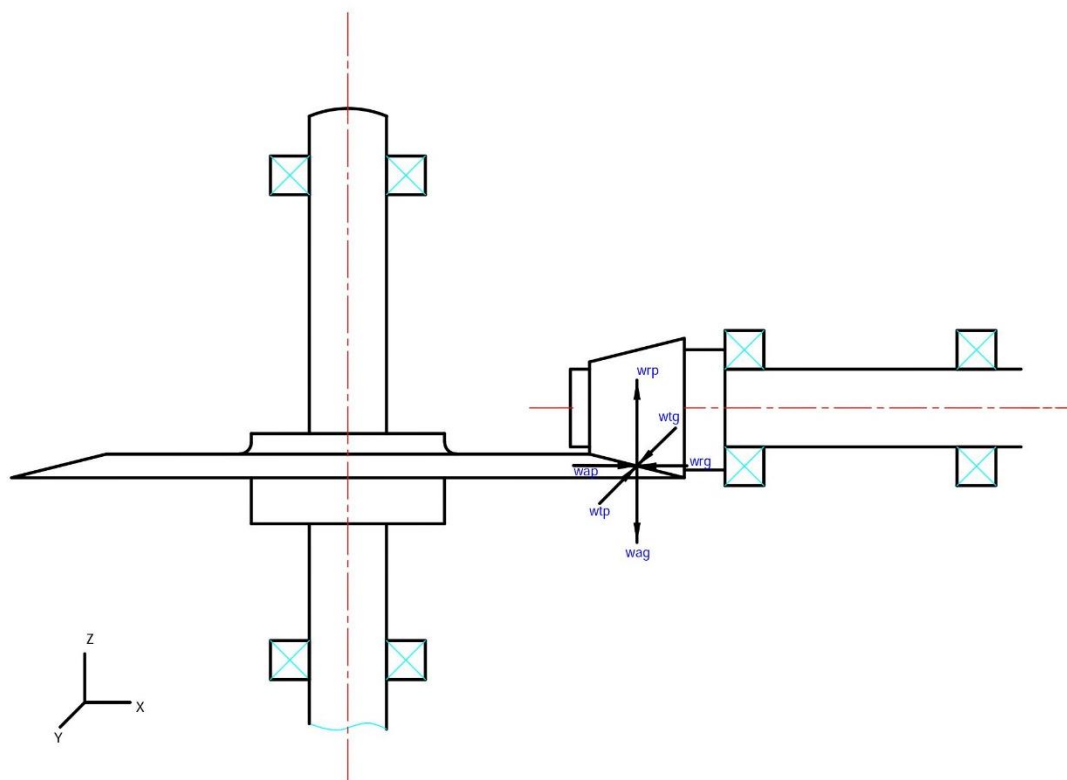


圖 1 小傘型齒輪及大傘型齒輪之軸向力、徑向力及切線力

行星齒輪減速後轉速從 1750 RPM 變為 700 RPM 並傳動至小傘齒輪，因傘齒輪轉速比為 1：5，則大傘齒輪轉速為 140 RPM。

假設模數  $m = 1.5$ ，壓力角  $\phi = 20^\circ$ 。

(1) 小齒輪轉速=支架軸轉速：

$$\frac{1}{2.5} \times 1750 = 700 \text{ RPM}$$

(2) 大齒輪轉速：

$$n_g = \frac{n_p N_p}{N_g} = \frac{700 \times 1}{5} = 140 \text{ RPM}$$

(3) 大小齒數：

假設小齒輪齒數為 15 齒，因減速比與齒數成正比，故：

$$t_p : t_g = n_p : n_g$$



$$\Rightarrow 15 : t_g = 140 : 700 \Rightarrow t_g = 75$$

(4) 大齒輪節圓直徑：

$$d_g = m \times t_g = 1.5 \times 75 = 112.5 \text{ mm}$$

(5) 小齒輪節圓直徑：

$$d_p = m \times t_p = 1.5 \times 15 = 22.5 \text{ mm}$$

(6) 大齒輪節圓錐角：

$$\Gamma = \tan^{-1}\left(\frac{N_g}{N_p}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{5}{1}\right) = 78.69^\circ$$

(7) 小齒輪節圓錐角：

$$\gamma = \tan^{-1}\left(\frac{N_p}{N_g}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{1}{5}\right) = 11.309^\circ$$

(8) 面寬計算(假設面寬為 b)：

$$\frac{R}{3} \leq b \text{ or } b < 10m, R \text{ 為圓錐距離}$$

$$R = \frac{d_g}{2 \times \sin \Gamma} = \frac{112.5}{2 \times \sin 78.69^\circ} = 57.36 \text{ m}$$

$$10 \times m = 10 \times 1.5 = 15$$

故假設  $b = 12 \text{ mm}$

(9) 大齒輪平均圓錐距離：

$$R_{av} = \frac{d_g}{2} - \frac{b \times \sin \Gamma}{2} = \frac{112.5}{2} - \frac{12 \times \sin 78.69^\circ}{2} = 50.36 \text{ mm}$$

(10) 大齒輪傳遞扭矩：

$$T_g = \frac{60 \times 10^6 \times H}{2\pi \times n_g} = \frac{60 \times 10^6 \times \frac{1.5 \times 745}{1000}}{2\pi \times 140} = 76223.8 \text{ N-mm}$$

(11) 大齒輪切線力：

$$W_{tg} = \frac{T_g}{R_{av}} = \frac{76223.8}{50.36} = 1513.383 \text{ N}$$

(12) 大齒輪徑向力：

$$W_{rg} = W_{tg} \times \tan \phi \times \cos \Gamma = 1513.383 \times \tan 20^\circ \times \cos 78.69^\circ = 108.026 \text{ N}$$

(13) 大齒輪軸向力：

$$W_{ag} = W_{tg} \times \tan \phi \times \sin \Gamma = 1513.383 \times \tan 20^\circ \times \sin 78.69^\circ = 540.1298 \text{ N}$$

(14) 小齒輪平均圓錐距離：

$$r_{av} = \frac{d_p}{2} - \frac{b \times \sin \gamma}{2} = \frac{22.5}{2} - \frac{12 \times \sin 11.309^\circ}{2} = 10.0733 \text{ mm}$$

(15) 小齒輪傳遞扭矩：

$$T_p = \frac{60 \times 10^6 \times H}{2\pi \times n_g} = \frac{60 \times 10^6 \times \frac{1.5 \times 745}{1000}}{2\pi \times 700} = 15244.7 \text{ N-mm}$$

(16) 小齒輪切線力：

$$W_{tp} = \frac{T_p}{r_{av}} = \frac{15244.7}{10.07} = 1513.38 \text{ N}$$

(17) 小齒輪徑向力：

$$W_{rp} = W_{tp} \times \tan \phi \times \cos \gamma = 1513.383 \times \tan 20^\circ \times \cos 11.309^\circ = 540.129 \text{ N}$$

(18) 小齒輪軸向力：

$$W_{ap} = W_{tp} \times \tan \phi \times \sin \gamma = 1513.383 \times \tan 20^\circ \times \sin 11.309^\circ = 108.025 \text{ N}$$

#### 四、軸負載分析(F. B. D)

- 小齒輪(下視圖 X-Y 平面)

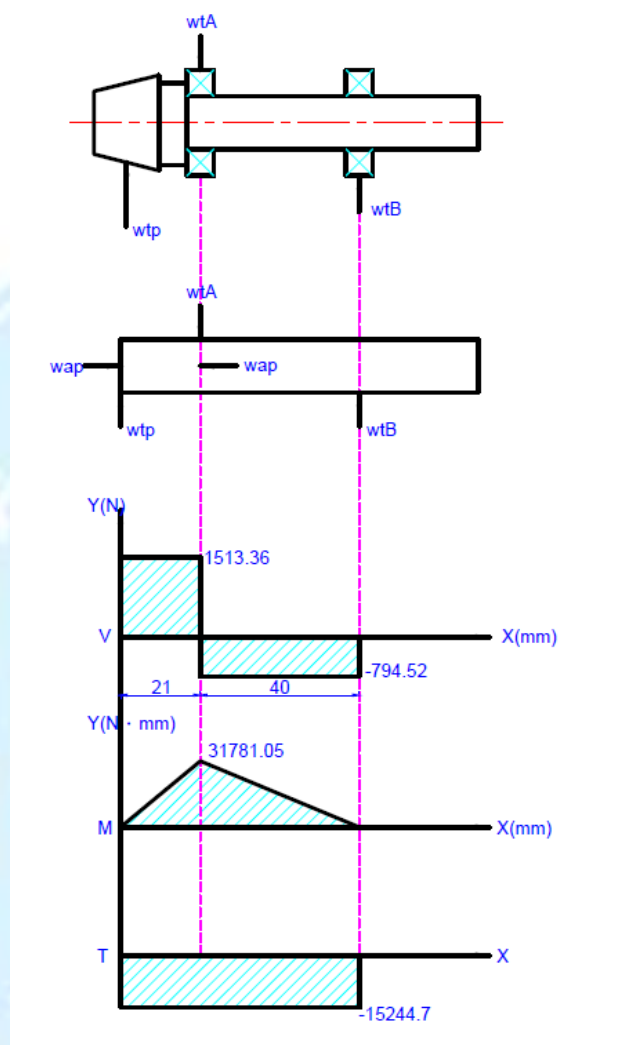


圖 2 小齒輪下視圖

##### (1) 下視圖(X-Y 平面)

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum F_y &= 0 \\
 \Rightarrow W_{tp} + W_{tB} - W_{tA} &= 0 \\
 \Rightarrow 1513.38 + W_{tB} - W_{tA} &= 0 \tag{a}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 +\curvearrowright \sum M_o &= 0 \\
 \Rightarrow 21W_{tA} - 61W_{tB} &= 0 \tag{b}
 \end{aligned}$$

由(a)(b)可得

$$\mathbf{W_{tA} = 2307.90 \text{ N} \quad W_{tB} = 794.52 \text{ N}}$$

$$\mathbf{M = 31781.05 \text{ N}\cdot\text{mm}}$$

• 小齒輪(側視圖 X-Z 平面)

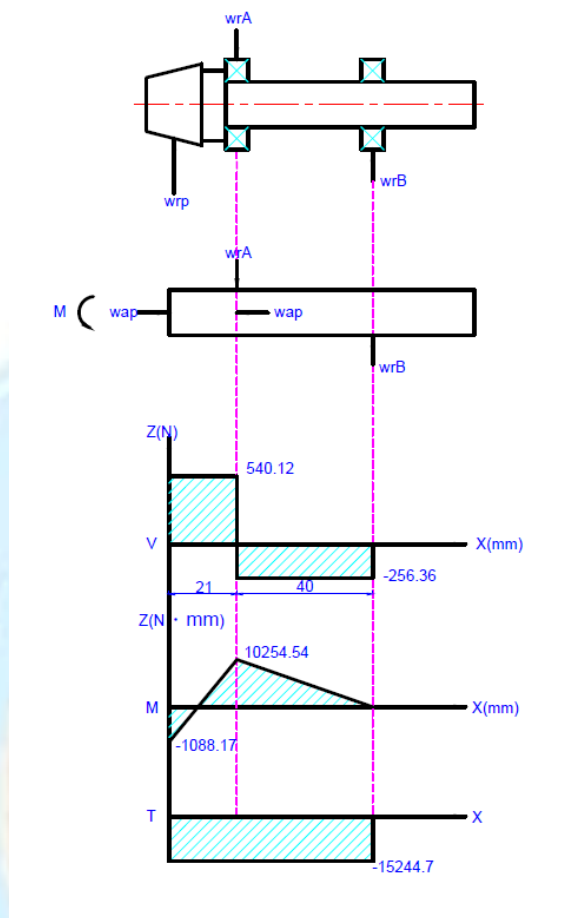


圖 3 小齒輪側視圖

(2) 側視圖(X-Z 平面)

$$\begin{aligned}
 & +\uparrow \sum F_z = 0 \\
 \Rightarrow & W_{rp} + W_{rB} - W_{rA} = 0 \\
 \Rightarrow & 540.12 + W_{rB} - W_{rA} = 0 \tag{c}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & +\curvearrowright \sum M_a = 0 \\
 \Rightarrow & M = W_{ap} \times r_{av} = 108.02 \times 10.07 = 1088.17 \text{ N-mm} \\
 \Rightarrow & M - 21W_{rA} + 61W_{rB} = 0 \\
 \Rightarrow & 1088.17 - 21W_{rA} + 61W_{rB} = 0 \tag{d}
 \end{aligned}$$

由(c)(d)可得

$$W_{rA} = 796.49 \text{ N} \quad W_{rB} = 256.36 \text{ N}$$

$$M = 10254.54 \text{ N-mm}$$

由圖可得知

$$M = \sqrt{(31781.05)^2 + (10254.54)^2} = 33394.47 \text{ N-mm}$$

• 大齒輪(左側視圖 Y-Z 平面)

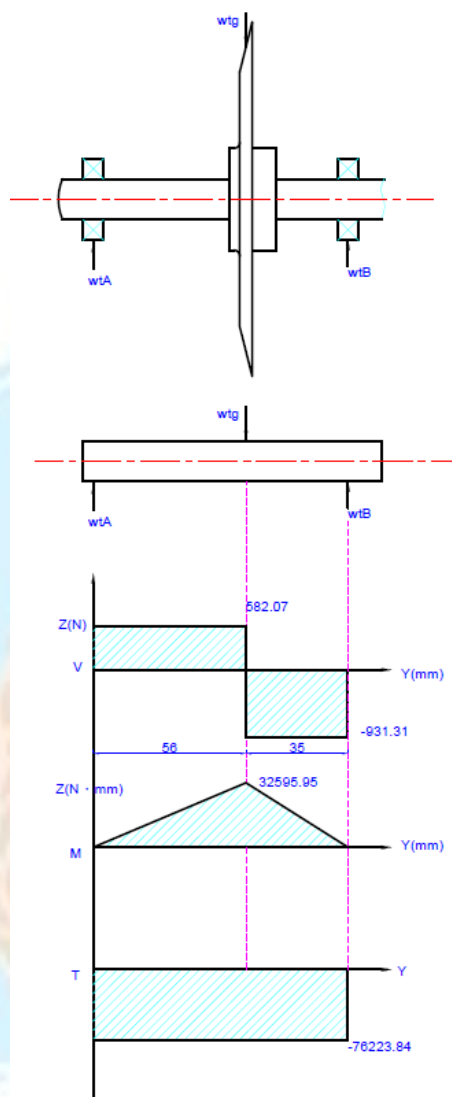


圖 4 大齒輪左側視圖

(1) 左側視圖(Y-Z 平面)

$$+\uparrow \sum F_z = 0$$

$$\Rightarrow W_{tg} = W_{tB} + W_{tA}$$

$$\Rightarrow 1513.383 = W_{tB} + W_{tA} \tag{e}$$

$$+\circlearrowleft \sum M_b = 0$$

$$\Rightarrow 35W_{tg} = 91W_{tA}$$

$$\Rightarrow 35 \times 1513.383 = 91W_{tA} \tag{f}$$

由(e)(f)可得

$$W_{tA} = 582.07 \text{ N} \quad W_{tB} = 931.31 \text{ N}$$

$$M = 32595.95 \text{ N-mm}$$

• 大齒輪(正側視圖 Y-Z 平面)

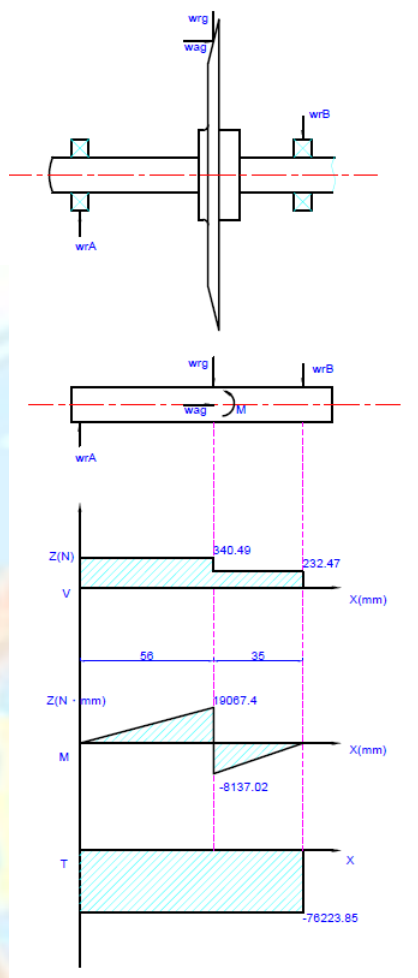


圖 5 大齒輪正側視

(2) 正側視圖(X-Z 平面)

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum F_z &= 0 \\
 \Rightarrow W_{rG} + W_{rB} &= W_{rA} \\
 \Rightarrow 108.026 + W_{rB} &= W_{rA} \\
 +\odot \sum M_b &= 0 \\
 \Rightarrow M &= W_{aG} \times R_{av} = 540.12 \times 50.36 = 27204.46 \text{ N-mm} \\
 \Rightarrow M - 91W_{rA} + 35W_{rG} &= 0 \\
 \Rightarrow 27204.46 - 91W_{rA} + 35 \times 108.026 &= 0
 \end{aligned}$$

由(g)(h)可得

$$W_{rA} = 340.49 \text{ N} \quad W_{rB} = 232.47 \text{ N}$$

$$M = 19067.91 \text{ N-mm}$$

由圖可得知

$$M = \sqrt{(32595.95)^2 + (19067.91)^2} = 37763.49 \text{ N-mm}$$

## 五、破壞理論計算

### 1. 軸之材料選用：

中碳鋼與低合金 AISI/SAE(6150) (延性材料)

$$S_{ut} = 815 \text{ MPa} \quad S_{yt} = 745 \text{ MPa}$$

依據材質的疲勞限，齒輪的安全係數為 1.8~2.5，故選定 2。(課本 P.57)

### 2. 計算小齒輪之軸最小直徑(d)

#### (1) 最大剪應力理論：

$$T_p = \frac{60 \times 10^6 \times H}{2\pi \times n_g} = \frac{60 \times 10^6 \times \frac{1.5 \times 745}{1000}}{2\pi \times 700} = 15244.7 \text{ N-mm}$$

$$M = \sqrt{(31781.05)^2 + (10254.54)^2} = 33394.47 \text{ N-mm}$$

$$\sigma_x = \frac{M \times 32}{\pi \times d^3} = \frac{33394.47 \times 32}{\pi \times d^3} = \frac{340153.27}{d^3} \text{ Mpa}$$

$$\tau = \tau_{xz} = \frac{T \times 16}{\pi \times d^3} = \frac{15244.76 \times 16}{\pi \times d^3} = \frac{77640.68}{d^3} \text{ Mpa}$$

$$\therefore S_{sy} = 0.5 S_{yt} = 0.5 \times 745 = 372.5 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\max} = \frac{S_{sy}}{N_{sf}} = \frac{372.5}{2} = 186.25 \text{ MPa}$$

$$\therefore \tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{xz})^2} = \sqrt{\left(\frac{340153.27}{2 \times d^3}\right)^2 + \left(\frac{77640.68}{d^3}\right)^2} = 186.25 \text{ MPa}$$

$$d = 10.01 \text{ mm}$$

#### (2) 畸變理論：

$$T_p = \frac{60 \times 10^6 \times H}{2\pi \times n_g} = \frac{60 \times 10^6 \times \frac{1.5 \times 745}{1000}}{2\pi \times 700} = 15244.7 \text{ N-mm}$$

$$M = \sqrt{(31781.05)^2 + (10254.54)^2} = 33394.47 \text{ N-mm}$$

$$\sigma_x = \frac{M \times 32}{\pi \times d^3} = \frac{33394.47 \times 32}{\pi \times d^3} = \frac{340153.27}{d^3} \text{ Mpa}$$



$$\tau = \tau_{xz} = \frac{T \times 16}{\pi \times d^3} = \frac{15244.76 \times 16}{\pi \times d^3} = \frac{77640.68}{d^3} \text{ Mpa}$$

$$\therefore \sigma_{\text{von Mises}} = \frac{S_{yt}}{N_{sf}} = \frac{745}{2} = 372.5 \text{ MPa}$$

$$\therefore \sigma_{\text{von Mises}} = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3(\tau_{xz})^2} = \sqrt{\left(\frac{340153.27}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{77640.68}{d^3}\right)^2} = 372.5 \text{ MPa}$$

$$d = 9.93 \text{ mm}$$

(3) 結論：

最大剪應力理論  $d = 10.01 \text{ mm}$

畸變理論  $d = 9.93 \text{ mm}$

需要無限壽命，因此  $d$  取  $12 \text{ mm}$

(4) 最大剪應力理論( $d = 12 \text{ mm}$ )檢查

$$T_p = \frac{60 \times 10^6 \times H}{2\pi \times n_g} = \frac{60 \times 10^6 \times \frac{1.5 \times 745}{1000}}{2\pi \times 700} = 15244.7 \text{ N-mm}$$

$$M = \sqrt{(31781.05)^2 + (10254.54)^2} = 33394.47 \text{ N-mm}$$

$$\sigma_x = \frac{M \times 32}{\pi \times d^3} = \frac{33394.47 \times 32}{\pi \times 12^3} = 196.84 \text{ Mpa}$$

$$\tau = \tau_{xz} = \frac{T \times 16}{\pi \times d^3} = \frac{15244.76 \times 16}{\pi \times 12^3} = 44.93 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\text{max}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{xz})^2} = \sqrt{\left(\frac{196.84}{2}\right)^2 + (44.93)^2} = 108.19 \text{ MPa}$$

$$\therefore S_{sy} = 0.5S_{yt} = 0.5 \times 745 = 372.5 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{S_{sy}}{N_{sf}} = \frac{372.5}{2} = 186.25 \text{ MPa}$$

$$\therefore 186.25 \text{ MPa} > 108.19 \text{ MPa} \Rightarrow \text{合格}$$



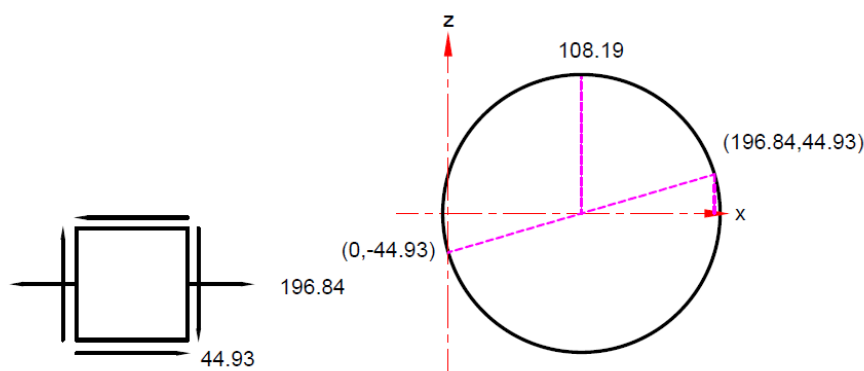


圖 6 莫爾圓圖(小齒)

(5) 畸變理論( $d = 12 \text{ mm}$ )檢查

$$T_p = \frac{60 \times 10^6 \times H}{2\pi \times n_g} = \frac{60 \times 10^6 \times \frac{1.5 \times 745}{1000}}{2\pi \times 700} = 15244.7 \text{ N-mm}$$

$$M = \sqrt{(31781.05)^2 + (10254.54)^2} = 33394.47 \text{ N-mm}$$

$$\sigma_x = \frac{M \times 32}{\pi \times d^3} = \frac{33394.47 \times 32}{\pi \times 12^3} = 196.84 \text{ Mpa}$$

$$\tau = \tau_{xz} = \frac{T \times 16}{\pi \times d^3} = \frac{15244.76 \times 16}{\pi \times 12^3} = 44.93 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\text{von Mises}} = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3(\tau_{xz})^2} = \sqrt{(196.84)^2 + 3(44.93)^2} = 211.67 \text{ Mpa}$$

$$\therefore \sigma_{\text{von Mises}} = \frac{S_{yt}}{N_{sf}} = \frac{745}{2} = 372.5 \text{ MPa}$$

$$\therefore 372.5 \text{ MPa} > 211.67 \text{ MPa} \Rightarrow \text{合格}$$

3. 計算大齒輪之軸最小直徑( $d$ )

(1) 最大剪應力理論：

$$T_E = \frac{60 \times 10^6 \times H}{2\pi \times n_g} = \frac{60 \times 10^6 \times \frac{1.5 \times 745}{1000}}{2\pi \times 140} = 76223.8 \text{ N-mm}$$

$$M = \sqrt{(32595.95)^2 + (19067.91)^2} = 37763.49 \text{ N-mm}$$

$$\sigma_x = \frac{M \times 32}{\pi \times d^3} = \frac{37763.49 \times 32}{\pi \times d^3} = \frac{384655.75}{d^3} \text{ Mpa}$$

$$\tau = \tau_{xz} = \frac{T \times 16}{\pi \times d^3} = \frac{76223.8 \times 16}{\pi \times d^3} = \frac{388204.62}{d^3} \text{ Mpa}$$

$$\therefore S_{sy} = 0.5S_{yt} = 0.5 \times 745 = 372.5 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\max} = \frac{S_{sy}}{N_{sf}} = \frac{372.5}{2} = 186.25 \text{ MPa}$$

$$\therefore \tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{xz})^2} = \sqrt{\left(\frac{384655.75}{2 \times d^3}\right)^2 + \left(\frac{388204.62}{d^3}\right)^2} = 186.25 \text{ MPa}$$

$$\mathbf{d = 13.249 \text{ mm}}$$

(2) 畸變理論：

$$T_{\Xi} = \frac{60 \times 10^6 \times H}{2\pi \times n_g} = \frac{60 \times 10^6 \times \frac{1.5 \times 745}{1000}}{2\pi \times 140} = 76223.8 \text{ N-mm}$$

$$M = \sqrt{(32595.95)^2 + (19067.91)^2} = 37763.49 \text{ N-mm}$$

$$\sigma_x = \frac{M \times 32}{\pi \times d^3} = \frac{37763.49 \times 32}{\pi \times d^3} = \frac{384655.75}{d^3} \text{ Mpa}$$

$$\tau = \tau_{xz} = \frac{T \times 16}{\pi \times d^3} = \frac{76223.8 \times 16}{\pi \times d^3} = \frac{388204.62}{d^3} \text{ Mpa}$$

$$\therefore \sigma_{\text{von Mises}} = \frac{S_{yt}}{N_{sf}} = \frac{745}{2} = 372.5 \text{ MPa}$$

$$\therefore \sigma_{\text{von Mises}} = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3(\tau_{xz})^2} = \sqrt{\left(\frac{384655.753}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{388204.62}{d^3}\right)^2} = 372.5 \text{ MPa}$$

$$\mathbf{d = 12.764 \text{ mm}}$$

(3) 結論：

最大剪應力理論  $d = 13.249 \text{ mm}$

畸變理論  $d = 12.764 \text{ mm}$

需要無限壽命，因此  $d$  取  $20 \text{ mm}$

(4) 最大剪應力理論 ( $d = 20\text{mm}$ ) 檢查

$$T_{\Xi} = \frac{60 \times 10^6 \times H}{2\pi \times n_g} = \frac{60 \times 10^6 \times \frac{1.5 \times 745}{1000}}{2\pi \times 140} = 76223.8 \text{ N-mm}$$

$$M = \sqrt{(32595.95)^2 + (19067.91)^2} = 37763.49 \text{ N-mm}$$

$$\sigma_x = \frac{M \times 32}{\pi \times d^3} = \frac{37763.49 \times 32}{\pi \times 20^3} = 48.08 \text{ Mpa}$$

$$\tau = \tau_{xz} = \frac{T \times 16}{\pi \times d^3} = \frac{76223.8 \times 16}{\pi \times 20^3} = 48.52 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{xz})^2} = \sqrt{\left(\frac{48.08}{2}\right)^2 + (48.52)^2} = 54.15 \text{ MPa}$$

$$\therefore S_{sy} = 0.5S_{yt} = 0.5 \times 745 = 372.5 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\max} = \frac{S_{sy}}{N_{sf}} = \frac{372.5}{2} = 186.25 \text{ MPa}$$

$\therefore 186.25 \text{ MPa} > 54.15 \text{ MPa} \Rightarrow$  合格

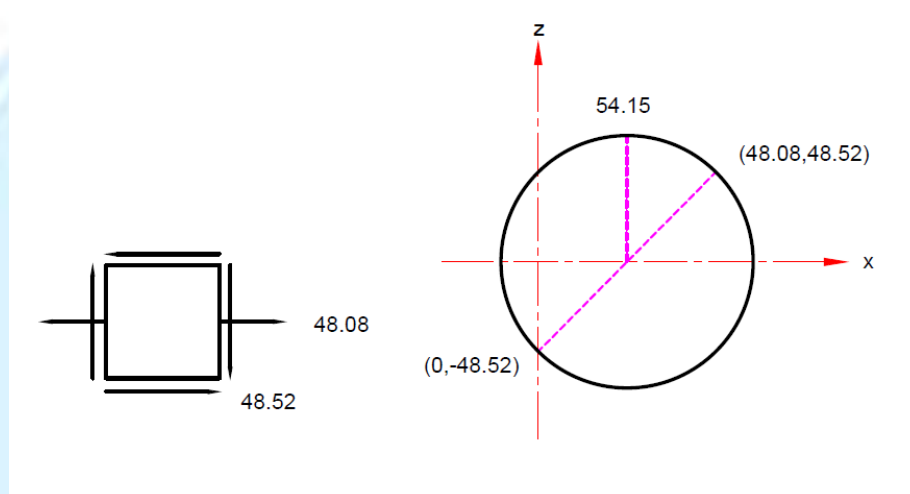


圖 7 莫爾圓圖(大齒)

(5) 畸變理論(d = 20 mm)檢查

$$T_{\varepsilon} = \frac{60 \times 10^6 \times H}{2\pi \times n_g} = \frac{60 \times 10^6 \times \frac{1.5 \times 745}{1000}}{2\pi \times 140} = 76223.8 \text{ N-mm}$$

$$M = \sqrt{(32595.95)^2 + (19067.91)^2} = 37763.49 \text{ N-mm}$$

$$\sigma_x = \frac{M \times 32}{\pi \times d^3} = \frac{37763.49 \times 32}{\pi \times 20^3} = 48.08 \text{ Mpa}$$

$$\tau = \tau_{xz} = \frac{T \times 16}{\pi \times d^3} = \frac{76223.8 \times 16}{\pi \times 20^3} = 48.52561 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\text{von Mises}} = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3(\tau_{xz})^2} = \sqrt{(48.08)^2 + 3(48.52)^2} = 96.83 \text{ MPa}$$

$$\therefore \sigma_{\text{von Mises}} = \frac{S_{yt}}{N_{sf}} = \frac{745}{2} = 372.5 \text{ MPa}$$

$\therefore 372.5 \text{ MPa} > 96.83 \text{ MPa} \Rightarrow$  合格

## 六、變動負荷的破壞準則(疲勞破壞)

### 1. 小齒輪軸的疲勞理論：

(1) 迴轉軸為完全反覆應力的循環，平均應力為零。

材料： $S_{ut} = 815 \text{ MPa}$   $S_{yt} = 745 \text{ MPa}$

(2) 軸同時受到彎應力和扭應力。

$$\sigma_{\text{vonMises}} = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3(\tau_{xz})^2} = \sqrt{(196.84)^2 + 3(44.93)^2} = 211.67 \text{ Mpa}$$

(3) 疲勞限  $S_e = K_a \times K_b \times K_c \times S_e'$

(a) 表面光滑係數  $K_a = aS_{ut}^b$ ；採用加工的： $a = 4.51$ ， $b = -0.265$

$$K_a = 4.51 \times 815^{-0.265} = 0.7633$$

(b) 尺寸修正係數  $K_b$ ；因為  $7.5 < d < 50$ ，所以  $K_b = 0.85$

(c) 可靠度係數  $K_c$ ；用 50%，所以  $K_c = 1$

(d) 疲勞限的近似值  $S_e'$ ；材料的  $S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$ ，所以  $S_e' = 0.5 S_{ut}$

$$S_e' = 0.5 \times 815 = 407.5$$

(e)  $S_e = 0.7633 \times 0.85 \times 1 \times 407.5 = 264.38$

(4) 疲勞應力集中係數  $K_f = 1 + q(K_t - 1)$

(a) 靈敏度  $q$ ；缺口半徑  $r = 0.3$ ，抗拉強度  $S_{ut} = 815 \text{ Mpa}$ ，(根據課本表 4.9)

$$q = 0.65$$

(b) 幾何應力集中係數  $K_t$ ； $r/d = 0.025$ 、 $D/d = 1.42$ ，(根據課本附錄圖 2.C)

$$K_t = 2.17$$

(c)  $K_f = 1 + 0.65(2.17 - 1) = 1.76$

(5) 給予軸有限壽命，計算小軸壽命  $S_f = aN^b$

(a)  $0.9 \times S_{ut} = 733.5$

$$(b) a = \frac{[(S_f)_{10^3}]^2}{S_e} = \frac{[733.5]^2}{264.38} = 2035.03$$

$$(c) b = -\frac{1}{3} \text{Log} \frac{[(S_e)_{10^3}]}{S_e} = -\frac{1}{3} \text{Log} \frac{[733.5]}{264.38} = -0.148$$

$$(d) 211.67 = 2035.03N^{-0.148}, \text{ (可承受 } 4378183 \text{ 次迴轉) 。}$$

## 2. 大齒輪軸的疲勞理論：

(1) 迴轉軸為完全反覆應力的循環，平均應力為零。

材料： $S_{ut} = 815 \text{ MPa}$   $S_{yt} = 745 \text{ MPa}$

(2) 軸同時受到彎應力和扭應力。

$$\sigma_{\text{von Mises}} = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3(\tau_{xz})^2} = \sqrt{(48.08)^2 + 3(48.52)^2} = 96.83 \text{ MPa}$$

(3) 疲勞限(一樣)  $S_e = K_a \times K_b \times K_c \times S_e'$

(a) 表面光滑係數  $K_a = aS_{ut}^b$ ；採用加工的： $a = 4.51, b = -0.265$

$$K_a = 4.51 \times 815^{-0.265} = 0.7633$$

(b) 尺寸修正係數  $K_b$ ；因為  $7.5 < d < 50$ ，所以  $K_b = 0.85$

(c) 可靠度係數  $K_c$ ；用 99%，所以  $K_c = 0.814$

(d) 疲勞限的近似值  $S_e'$ ；材料的  $S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$ ，所以  $S_e' = 0.5 S_{ut}$

$$S_e' = 0.5 \times 815 = 407.5$$

(e)  $S_e = 0.7633 \times 0.85 \times 0.814 \times 407.5 = 215.224$

(4) 給予軸無限壽命，迴轉次數高於一百萬次，振幅應力小於疲勞限。

$$\sigma_a = \frac{S_e}{N_{sf}} = \frac{215.224}{2} = 107.612 > 96.83 = \text{(合格，可無限壽命)}$$



## 七、軸承選配

### 1. 小軸:

$$\text{已知 } n = 700\text{rpm}, L_{90h} = 4000\text{h}$$

$$L_{90} = \frac{60 \times n \times L_{90h}}{10^6} = \frac{60 \times 700 \times 4000}{10^6} = 168(10^6)$$

$$L_{10} = \frac{L_{90}}{K_R} = \frac{168}{1} = 168(10^6)$$

由內徑選材料 17mm，查附錄表 4.A 至 4.D

選擇:

6003 額定動負荷  $C_1 = 6.8\text{kN}$ 、額定靜負荷  $C_0 = 3.35\text{kN}$

6203 額定動負荷  $C_1 = 9.60\text{kN}$ 、額定靜負荷  $C_0 = 4.60\text{kN}$

6303 額定動負荷  $C_1 = 13.50\text{kN}$ 、額定靜負荷  $C_0 = 6.55\text{kN}$

6403 額定動負荷  $C_1 = 22.7\text{kN}$ 、額定靜負荷  $C_0 = 10.8\text{kN}$

$$W_{tA} = 2307.90\text{N}$$

$$W_{rA} = 796.49\text{N}$$

$$W_A = \sqrt{2307.90^2 + 796.49^2} = 2441.48\text{N}$$

#### (a) 選 6003

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{108}{3350} = 0.032$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{108}{796} = 0.135$$

e 查表 9.4，由內插法求得

$$e = 0.22 > 0.135 \left( \frac{F_a}{F_r} \right)$$

求等價負荷，得知  $X = 1, Y = 0$

$$P = XVF_r + YF_a$$

V 查表 9.3 得知

$$P = 1 \times 1 \times 2441.48 + 0 = 2441.48$$

計算軸承的額定動負荷

$$C = P(L_{10})^{\frac{1}{3}} = 2441.48 \times 168^{\frac{1}{3}} = 13472\text{N} = 13.472\text{kN}$$

所以  $13.472\text{kN} > 6.8\text{kN}$  (不合格)

#### (b) 選 6203

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{108}{4600} = 0.023$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{108}{796} = 0.135$$

e 查表 9.4，由內插法求得

$$e = 0.209 > 0.135 \left(\frac{F_a}{F_r}\right)$$

求等價負荷，得知  $X = 1$ ， $Y = 0$

$$P = XVF_r + YF_a$$

V 查表 9.3 得知

$$P = 1 \times 1 \times 2441.48 + 0 = 2441.48$$

計算軸承的額定動負荷

$$C = P(L_{10})^{\frac{1}{3}} = 2441.48 \times 168^{\frac{1}{3}} = 13472\text{N} = 13.472\text{kN}$$

所以  $13.472\text{kN} > 9.6\text{kN}$  (不合格)

(c) 選 6303

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{108}{6550} = 0.016$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{108}{796} = 0.135$$

e 查表 9.4，由內插法求得

$$e = 0.194 > 0.135 \left(\frac{F_a}{F_r}\right)$$

求等價負荷，得知  $X = 1$ ， $Y = 0$

$$P = XVF_r + YF_a$$

V 查表 9.3 得知

$$P = 1 \times 1 \times 2441.48 + 0 = 2441.48$$

計算軸承的額定動負荷

$$C = P(L_{10})^{\frac{1}{3}} = 2441.48 \times 168^{\frac{1}{3}} = 13472\text{N} = 13.472\text{kN}$$

所以  $13.472\text{kN} < 13.50\text{kN}$  (合格)

所以最後選用深槽滾珠軸承 6303

2. 大軸:

$$\text{已知 } n = 140\text{rpm}, L_{90h} = 4000\text{h}$$

$$L_{90} = \frac{60 \times n \times L_{90h}}{10^6} = \frac{60 \times 140 \times 4000}{10^6} = 33.6(10^6)$$

$$L_{10} = \frac{L_{90}}{K_R} = \frac{33.6}{1} = 33.6(10^6)$$

由內徑選材料 17mm，查附錄表 4.A 至 4.D

選擇:

6003 額定動負荷 $C_1 = 6.8\text{kN}$ 、額定靜負荷 $C_0 = 3.35\text{kN}$

6203 額定動負荷 $C_1 = 9.60\text{kN}$ 、額定靜負荷 $C_0 = 4.60\text{kN}$

6303 額定動負荷 $C_1 = 13.50\text{kN}$ 、額定靜負荷 $C_0 = 6.55\text{kN}$

6403 額定動負荷 $C_1 = 22.7\text{kN}$ 、額定靜負荷 $C_0 = 10.8\text{kN}$

$$W_{tA} = 582.07\text{N}$$

$$W_{rA} = 340.49\text{N}$$

$$W_A = \sqrt{582.07^2 + 340.49^2} = 674.34\text{N}$$

$$W_{tB} = 931.31\text{N}$$

$$W_{rB} = 232.47\text{N}$$

$$W_B = \sqrt{931.31^2 + 232.47^2} = 959.88\text{N}$$

取  $W_B$

(a) 選 6003

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{540}{3350} = 0.161$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{540}{232.47} = 2.32$$

e 查表 9.4，由內插法求得

$$e = 0.33 < 2.32 \left( \frac{F_a}{F_r} \right)$$

求等價負荷，得知 $X = 0.56$ ， $Y = 1.33$

$$P = XVF_r + YF_a$$

$$P = 0.56 \times 1 \times 959.88 + 1.33 \times 540 = 1255.91$$

計算軸承的額定動負荷

$$C = P(L_{10})^{\frac{1}{3}} = 1255.91 \times 33.6^{\frac{1}{3}} = 4053\text{N} = 4.053\text{kN}$$

所以  $4.053\text{kN} < 6.8\text{kN}$  (合格)

所以最後選用深槽滾珠軸承 6003



## 八、選配鍵

1. 小軸鍵之材料選用：

選用 AISI 1035 冷抽

$$S_{yc} = S_{yt} = 462\text{MPa}, \sigma_c = \frac{S_{yc}}{N_s \rho} = 115.5\text{MPa}$$

$$S_{sy} = 0.5S_{yt} = 0.5 \times 462 = 231\text{MPa}, \tau = \frac{S_{sy}}{N_s \rho} = \frac{231}{4} = 57.75$$

$$T = \frac{60 \times 10^6 \times 745 \times 1.5}{2\pi \times 700 \times 1000} = 15244\text{N}\cdot\text{mm}$$

由表 10.5，軸徑為 12mm， $b \times h = 5 \times 5$

$$L = \frac{2 \times 15244}{12 \times 5 \times 57.75} = 8.79$$

$$L = \frac{4 \times 15244}{12 \times 5 \times 115.5} = 8.79$$

L 範圍 10~56mm，因此長度取 10mm。

2. 大軸鍵之材料選用：

選用 AISI 1040 退火

$$S_{yc} = S_{yt} = 790\text{MPa}, \sigma_c = \frac{S_{yc}}{N_s \rho} = 197.5\text{MPa}$$

$$S_{sy} = 0.5S_{yt} = 0.5 \times 790 = 395\text{MPa}, \tau = \frac{S_{sy}}{N_s \rho} = \frac{395}{4} = 98.75$$

$$T = \frac{60 \times 10^6 \times 745 \times 1.5}{2\pi \times 140 \times 1000} = 76223\text{N}\cdot\text{mm}$$

由表 10.5，軸徑為 20mm， $b \times h = 6 \times 6$

$$L = \frac{2 \times 76223}{20 \times 6 \times 98.75} = 12.86$$

$$L = \frac{4 \times 76223}{20 \times 6 \times 197.5} = 12.86$$

L 範圍 14~70mm，因此長度取 14mm。

## 九、Catalog

常用軸配合的尺寸容許公差

基準尺寸分類 (mm)		軸之公差等級範圍																			
超過	以下	b9	c9	d8	d9	e7	e8	e9	f6	f7	f8	g5	g6	h5	h6	h7	h8	h9	js5	js6	js7
-	3	-140 -165	-60 -85	-20 -34	-20 -45	-14 -24	-14 -28	-14 -39	-6 -12	-6 -16	-6 -20	-2 -6	-2 -8	0 -4	0 -6	0 -10	0 -14	0 -25	±2	±3	±5
	3	6	-140 -170	-70 -100	-30 -48	-30 -60	-20 -32	-20 -38	-20 -50	-10 -18	-10 -22	-10 -28	-4 -9	-4 -12	0 -5	0 -8	0 -12	0 -18	±2.5	±4	±6
	6	10	-150 -186	-80 -116	-40 -62	-40 -76	-25 -40	-25 -47	-25 -61	-13 -22	-13 -28	-13 -35	-5 -11	-5 -14	0 -6	0 -9	0 -15	0 -22	±3	±4.5	±7.5
	10	14	-150 -193	-95 -138	-50 -77	-50 -93	-32 -50	-32 -59	-32 -75	-16 -27	-16 -34	-16 -43	-6 -14	-6 -17	0 -8	0 -11	0 -18	0 -27	±4	±5.5	±9
	14	18																			
	18	24	-160 -212	-110 -162	-65 -98	-65 -117	-40 -61	-40 -73	-40 -92	-20 -33	-20 -41	-20 -53	-7 -16	-7 -20	0 -9	0 -13	0 -21	0 -33	±4.5	±6.5	±10.5
	24	30																			

圖 8 軸(17)之公差(js5)

常用軸配合的尺寸容許公差

基準尺寸分類 (mm)		軸之公差等級範圍															
超過	以下	b9	c9	d8	d9	e7	e8	e9	f6	f7	f8	g5	g6	h5	h6	h7	h8
-	3	-140 -165	-60 -85	-20 -34	-20 -45	-14 -24	-14 -28	-14 -39	-6 -12	-6 -16	-6 -20	-2 -6	-2 -8	0 -4	0 -6	0 -10	0 -14
	3	6	-140 -170	-70 -100	-30 -48	-30 -60	-20 -32	-20 -38	-20 -50	-10 -18	-10 -22	-10 -28	-4 -9	-4 -12	0 -5	0 -8	0 -12
	6	10	-150 -186	-80 -116	-40 -62	-40 -76	-25 -40	-25 -47	-25 -61	-13 -22	-13 -28	-13 -35	-5 -11	-5 -14	0 -6	0 -9	0 -15
	10	14	-150 -193	-95 -138	-50 -77	-50 -93	-32 -50	-32 -59	-32 -75	-16 -27	-16 -34	-16 -43	-6 -14	-6 -17	0 -8	0 -11	0 -18
	14	18															
	18	24	-160 -212	-110 -162	-65 -98	-65 -117	-40 -61	-40 -73	-40 -92	-20 -33	-20 -41	-20 -53	-7 -16	-7 -20	0 -9	0 -13	0 -21
	24	30															

圖 9 軸(12)之公差(h7)

主要尺寸 (mm)				基本額定負荷 (N)		容許迴轉速 (rpm)				軸承規格類別				
Boundary dimensions (mm)				Basic load ratings (N)		Limiting speeds (rpm)				Bearing numbers Type				
內徑	外徑	寬度	倒角	動額定 dyn.	靜額定 stat.	滑脂 Grease			潤滑油 Oil	開放型	遮蓋型	密封型 非接觸式	低轉矩	密封型 接觸式
d	D	B	r <sub>s min</sub>	C <sub>r</sub>	C <sub>or</sub>	Open Z、ZZ LB、LLB	LLH	LLU	Open Z LB	Open	Shield ZZ	Seal non- contact LLB	Low torque type LLH	Seal contact LLU
17	26	5	0.3	2230	1460	24000	-	15000	28000	6803	ZZ	LLB	-	LLU
	30	7	0.3	4650	2580	22000	-	14000	26000	6903	ZZ	LLB	-	LLU
	35	8	0.3	6800	3350	20000	-	-	24000	16003	-	-	-	-
	35	10	0.3	6800	3350	20000	16000	14000	24000	6003	ZZ	LLB	LLH	LLU
	40	12	0.6	9600	4600	18000	15000	12000	21000	6203	ZZ	LLB	LLH	LLU
	47	14	1	13500	6550	16000	14000	11000	19000	6303	ZZ	LLB	LLH	LLU

圖 10 軸承選配

		環溝尺寸 (mm)				扣環尺寸 (mm)		安裝相關尺寸 (mm)							重量 (kg)	
		Snap ring groove dimensions				Snap ring dimensions		Abutment and dimensions (mm)							Weight (kg)	
附環溝	附扣環	溝底直徑	距寬度面尺寸	寬度	溝底倒角	寬度	直徑	軸肩部直徑		軸箱肩部直徑	倒角	$D_r$	$C_V$	$C_Z$	$r_{Nas}$	開放型 (約)
Snap ring groove	Snap ring	$D_1$	a	b	$r_0$	$D_2$	f	$d_a$	$D_a$	$r_{as}$		(approx.)	max	max	max	Open (Approx)
		max	max	min	max	max	max	min	max	max	max					
-	-	-	-	-	-	-	-	17	17.5	22	0.3	-	-	-	-	0.007
N	NR	26.7	1.3	0.95	0.25	30.8	0.85	17	17.5	26	0.3	31.5	1.9	0.9	0.3	0.016
-	-	-	-	-	-	-	-	17	-	30	0.3	-	-	-	-	0.025
N	NR	30.15	2.06	1.35	0.4	36.7	1.12	17	19	30	0.3	37.5	2.9	1.2	0.3	0.030
N	NR	33.17	2.06	1.35	0.4	39.7	1.12	19	20	31	0.6	40.5	2.9	1.2	0.5	0.045
<b>N</b>	<b>NR</b>	<b>39.75</b>	<b>2.06</b>	<b>1.35</b>	<b>0.4</b>	<b>46.3</b>	<b>1.12</b>	<b>20</b>	<b>23</b>	<b>37</b>	<b>1</b>	<b>47</b>	<b>2.9</b>	<b>1.2</b>	<b>0.5</b>	<b>0.082</b>

圖 11 軸承安裝尺寸

常用孔配合之尺寸容許公差

基準尺寸分類 (mm)	孔之公差等級範圍																		
	超過	以下	B10	C9	C10	D8	D9	D10	E7	E8	E9	F6	F7	F8	G6	G7	H6	H7	H8
-	3	+180 +140	+85 +60	+100 +60	+34 +20	+45 +20	+60 +20	+24 +14	+28 +14	+39 +14	+12 +6	+16 +6	+20 +6	+8 +2	+12 +2	+6 0	+10 0	+14 0	
3	6	+188 +140	+100 +70	+118 +70	+48 +30	+60 +30	+78 +30	+32 +20	+38 +20	+50 +20	+18 +10	+22 +10	+28 +10	+12 +4	+16 +4	+8 0	+12 0	+18 0	
6	10	+208 +150	+116 +80	+138 +80	+62 +40	+76 +40	+98 +40	+40 +25	+47 +25	+61 +25	+22 +13	+28 +13	+35 +13	+14 +5	+20 +5	+9 0	+15 0	+22 0	
<b>10</b>	<b>14</b>	+220 +150	+138 +95	+165 +95	+77 +50	+93 +50	+120 +50	+50 +32	+59 +32	+75 +32	+27 +16	+34 +16	+43 +16	+17 +6	+24 +6	+11 0	<b>+18</b> <b>0</b>	+27 0	
14	18																		
18	24	+244 +160	+162 +110	+194 +110	+98 +65	+117 +65	+149 +65	+61 +40	+73 +40	+92 +40	+33 +20	+41 +20	+53 +20	+20 +7	+28 +7	+13 0	+21 0	+33 0	
24	30																		

圖 12 孔(12)之公差(H7)

Size-No.	Ring dimension							Ref. $d_s$	Groove dimension					
	$d_r$		t		b	a	$d_s$		$d_1$		m		Ref. n	
	Basic	Tol.	Basic	Tol.	Approx.	Approx.	Min.		Basic	Tol.	Basic	Tol.	Min.	
R T W - * 6	6.7				0.7	1.6		2.5	6	6.25	+0.04 0			0.5
* 7	7.7				0.8	1.7		3	7	7.3		0.5	+0.1 0	0.6
* 8	8.8			0.4	±0.03	0.9	1.7	0.8	3.5	8	8.4	+0.06 0		
* 9	9.8			0.6	±0.04	1.1	2.2		4	9	9.4		0.7	
* 10	10.7					1.5	2.8		3	10	10.4			
* 11	11.8		±0.18			1.5	3	1.2	4	11	11.4			
* 12	13					1.7	3.1		5	12	12.5			
* 13	14.1					1.7	3.1	1.5	6	13	13.6	+0.11 0		
* 14	15.1					1.9	3.6		7	14	14.6			
* 15	16.2					1.9	3.6		8	15	15.7			
* 16	17.3					1.9	3.7	1.7	8	16	16.8		1.15	
* 17	18.3					1.9	3.8		9	17	17.8			
* 18	19.5					2.4	4		10	18	19			
19	20.5					2.5	4		11	19	20			1.5
20	21.5					2.5	4		12	20	21			
21	22.5		±0.2			2.5	4.1		12	21	22			
22	23.5					2.5	4.1		13	22	23	+0.21 0		
24	25.9					2.5	4.3	2	15	24	25.2			
25	26.9					3	4.4		16	25	26.2			
26	27.9					3	4.6		16	26	27.2			
28	30.1					3	4.6		18	28	29.4			
30	32.1					3	4.7		20	30	31.4			
32	34.4					3.5	5.2		21	32	33.7			
34	36.5					3.5	5.2		23	34	35.7			
35	37.8		±0.25			3.5	5.2		24	35	37			
36	38.8					3.5	5.2		25	36	38			
37	39.8					3.5	5.2		26	37	39			+0.14 0

圖 13 內扣環之尺寸



常用軸配合的尺寸容許公差

基準尺寸分類 (mm)		軸之公差等級範圍																			
超過	以下	b9	c9	d8	d9	e7	e8	e9	f6	f7	f8	g5	g6	h5	h6	h7	h8	h9	js5	js6	js7
-	3	-140 -165	-60 -85	-20 -34	-20 -45	-14 -24	-14 -28	-14 -39	-6 -12	-6 -16	-6 -20	-2 -6	-2 -8	0 -4	0 -6	0 -10	0 -14	0 -25	±2	±3	±5
	3	6	-140 -170	-70 -100	-30 -48	-30 -60	-20 -32	-20 -38	-10 -18	-10 -22	-10 -28	-4 -8	-4 -12	0 -5	0 -8	0 -12	0 -18	0 -30	±2.5	±4	±6
	6	10	-150 -186	-80 -116	-40 -62	-40 -76	-25 -40	-25 -47	-25 -61	-13 -22	-13 -28	-13 -35	-5 -11	-5 -14	0 -6	0 -9	0 -15	0 -22	±3	±4.5	±7.5
	10	14	-150 -193	-95 -138	-50 -77	-50 -93	-32 -50	-32 -59	-32 -75	-16 -27	-16 -34	-16 -43	-6 -14	-6 -17	0 -8	0 -11	0 -18	0 -27	±4	±5.5	±9
	14	18	-150 -212	-95 -162	-50 -98	-50 -117	-32 -61	-32 -73	-32 -92	-16 -33	-16 -41	-16 -53	-6 -16	-6 -20	0 -9	0 -13	0 -21	0 -33	±4.5	±6.5	±10.5
	18	24	-160 -212	-110 -162	-65 -98	-65 -117	-40 -61	-40 -73	-40 -92	-20 -33	-20 -41	-20 -53	-7 -16	-7 -20	0 -9	0 -13	0 -21	0 -33	±4.5	±6.5	±10.5
	24	30	-160 -212	-110 -162	-65 -98	-65 -117	-40 -61	-40 -73	-40 -92	-20 -33	-20 -41	-20 -53	-7 -16	-7 -20	0 -9	0 -13	0 -21	0 -33	±4.5	±6.5	±10.5

圖 14 軸(17)之公差(js5)

常用軸配合的尺寸容許公差

基準尺寸分類 (mm)		軸之公差等級範圍																						
超過	以下	b9	c9	d8	d9	e7	e8	e9	f6	f7	f8	g5	g6	h5	h6	h7	h8	h9	js5	js6	js7	k5	k6	m5
-	3	-140 -165	-60 -85	-20 -34	-20 -45	-14 -24	-14 -28	-14 -39	-6 -12	-6 -16	-6 -20	-2 -6	-2 -8	0 -4	0 -6	0 -10	0 -14	0 -25	±2	±3	±5	+4 0	+6 0	+6 +2
	3	6	-140 -170	-70 -100	-30 -48	-30 -60	-20 -32	-20 -38	-10 -18	-10 -22	-10 -28	-4 -8	-4 -12	0 -5	0 -8	0 -12	0 -18	0 -30	±2.5	±4	±6	+6 +1	+9 +1	+9 +4
	6	10	-150 -186	-80 -116	-40 -62	-40 -76	-25 -40	-25 -47	-25 -61	-13 -22	-13 -28	-13 -35	-5 -11	-5 -14	0 -6	0 -9	0 -15	0 -22	±3	±4.5	±7.5	+7 +1	+10 +1	+12 +6
	10	14	-150 -193	-95 -138	-50 -77	-50 -93	-32 -50	-32 -59	-32 -75	-16 -27	-16 -34	-16 -43	-6 -14	-6 -17	0 -8	0 -11	0 -18	0 -27	±4	±5.5	±9	+9 +1	+12 +1	+15 +7
	14	18	-150 -212	-95 -162	-50 -98	-50 -117	-32 -61	-32 -73	-32 -92	-16 -33	-16 -41	-16 -53	-6 -16	-6 -20	0 -9	0 -13	0 -21	0 -33	±4.5	±6.5	±10.5	+11 +2	+15 +2	+17 +8
	18	24	-160 -212	-110 -162	-65 -98	-65 -117	-40 -61	-40 -73	-40 -92	-20 -33	-20 -41	-20 -53	-7 -16	-7 -20	0 -9	0 -13	0 -21	0 -33	±4.5	±6.5	±10.5	+11 +2	+15 +2	+17 +8
	24	30	-170 -232	-120 -182	-80 -119	-80 -142	-50 -75	-50 -89	-50 -112	-25 -41	-25 -50	-25 -64	-9 -20	-9 -25	0 -11	0 -16	0 -25	0 -39	±5.5	±8	±12.5	+13 +2	+18 +2	+20 +9
	30	40	-170 -232	-120 -182	-80 -119	-80 -142	-50 -75	-50 -89	-50 -112	-25 -41	-25 -50	-25 -64	-9 -20	-9 -25	0 -11	0 -16	0 -25	0 -39	±5.5	±8	±12.5	+13 +2	+18 +2	+20 +9
	40	50	-180 -242	-130 -192	-119 -142	-142 -175	-75 -89	-89 -112	-112 -141	-41 -50	-50 -64	-64 -80	-20 -25	-25 -35	-11 -16	-16 -25	-25 -39	-39 -62	±5.5	±8	±12.5	+13 +2	+18 +2	+20 +9

圖 15 軸(20)之公差(k6)

主要尺寸 (mm)				基本額定負荷 (N)		容許迴轉速 (rpm)				軸承規格類別				
Boundary dimensions (mm)				Basic load ratings (N)		Limiting speeds (rpm)				Bearing numbers Type				
內徑	外徑	寬度	倒角	動額定	靜額定	滑脂 Grease			潤滑油 Oil	開放型	遮蓋型	密封型 非接觸式	低轉矩	密封型 接觸式
d	D	B	r <sub>s min</sub>	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>	Open Z、ZZ LB、LLB	LLH	LLU	Open Z LB	Open	Shield ZZ	Seal non- contact LLB	Low torque type LLH	Seal contact LLU
	26	5	0.3	2230	1460	24000	-	15000	28000	6803	ZZ	LLB	-	LLU
	30	7	0.3	4650	2580	22000	-	14000	26000	6903	ZZ	LLB	-	LLU
	35	8	0.3	6800	3350	20000	-	-	24000	16003	-	-	-	-
17	35	10	0.3	6800	3350	20000	16000	14000	24000	6003	ZZ	LLB	LLH	LLU
	40	12	0.6	9600	4600	18000	15000	12000	21000	6203	ZZ	LLB	LLH	LLU

圖 16 軸承選配

		環溝尺寸 (mm)				扣環尺寸 (mm)		安裝相關尺寸 (mm)							重量 (kg)	
		Snap ring groove dimensions				Snap ring dimensions		Abutment and dimensions (mm)							Weight (kg)	
附環溝	附扣環	溝底直徑	距寬度面尺寸	寬度	溝底倒角	寬度	直徑	軸肩部直徑		軸箱肩部直徑	倒角	D <sub>x</sub>	C <sub>γ</sub>	C <sub>z</sub>	r <sub>Nas</sub>	開放型 (約)
Snap ring groove	Snap ring	D <sub>1</sub>	a	b	r <sub>0</sub>	D <sub>2</sub>	f	d <sub>a</sub>	D <sub>a</sub>	r <sub>as</sub>		(approx.)	max	max	max	Open (Approx)
		max	max	min	max	max	max	min max	max	max						
-	-	-	-	-	-	-	-	19 19.5	24	0.3	-	-	-	-	-	0.008
N	NR	28.7	1.3	0.95	0.25	32.8	0.85	19 20	28	0.3	33.5	1.9	0.9	0.3	0.018	
-	-	-	-	-	-	-	-	19 -	33	0.3	-	-	-	-	0.032	
<b>N</b>	<b>NR</b>	<b>33.17</b>	<b>2.06</b>	<b>1.35</b>	<b>0.4</b>	<b>39.7</b>	<b>1.12</b>	<b>19 21</b>	<b>33</b>	<b>0.3</b>	<b>40.5</b>	<b>2.9</b>	<b>1.2</b>	<b>0.3</b>	<b>0.039</b>	
N	NR	38.1	2.06	1.35	0.4	44.6	1.12	21 23	36	0.6	45.5	2.9	1.2	0.5	0.066	

圖 17 軸承安裝尺寸

基準尺寸分類 (mm)		孔之公差等級範圍																						
超過	以下	B10	C9	C10	D8	D9	D10	E7	E8	E9	F6	F7	F8	G6	G7	H6	H7	H8	H9	H10	JS6	JS7	K6	K7
-	3	+180 +140	+85 +60	+100 +60	+34 +20	+45 +20	+60 +20	+24 +14	+28 +14	+39 +14	+12 +6	+16 +6	+20 +6	+8 +2	+12 +2	+6 0	+10 0	+14 0	+25 0	+40 0	±3	±5	0 -6	0 -10
3	6	+188 +140	+100 +70	+118 +70	+48 +30	+60 +30	+78 +30	+32 +20	+38 +20	+50 +20	+18 +10	+22 +10	+28 +10	+12 +4	+16 +4	+8 0	+12 0	+18 0	+30 0	+48 0	±4	±6	+2 -6	+3 -9
6	10	+208 +150	+116 +80	+138 +80	+62 +40	+76 +40	+98 +40	+40 +25	+47 +25	+61 +25	+22 +13	+28 +13	+35 +13	+14 +5	+20 +5	+9 0	+15 0	+22 0	+36 0	+58 0	±4.5	±7.5	+2 -7	+5 -10
10	14	+220 +150	+138 +95	+165 +95	+77 +50	+93 +50	+120 +50	+50 +32	+59 +32	+75 +32	+27 +16	+34 +16	+43 +16	+17 +6	+24 +6	+11 0	+18 0	+27 0	+43 0	+70 0	±5.5	±9	+2 -9	+6 -12
<b>18</b>	<b>24</b>	+244 +160	+162 +110	+194 +110	+98 +65	+117 +65	+149 +65	+61 +40	+73 +40	+92 +40	+33 +20	+41 +20	+53 +20	+20 +7	+28 +7	+13 0	+21 0	+33 0	+52 0	+84 0	±6.5	±10.5	<b>+2</b> <b>-11</b>	+6 -15
30	40	+270 +170	+182 +120	+220 +120	+119 +80	+142 +80	+180 +80	+75 +50	+89 +50	+112 +50	+41 +25	+50 +25	+64 +25	+25 +9	+34 +9	+16 0	+25 0	+39 0	+62 0	+100 0	±8	±12.5	+3 -13	+7 -18
40	50	+280 +180	+192 +130	+230 +130	+80 +80	+80 +80	+80 +80	+50 +50	+50 +50	+50 +50	+25 +25	+25 +25	+25 +25	+9 +9	+9 +9	0 0	0 0	0 0	0 0	0 0	±8	±12.5	+3 -13	+7 -18

圖 18 孔(20)之公差(K6)

### 十、EXCEL 運算表

計算項目	小齒輪	大齒輪	變動數據
軸角	90	90	
模數(m)	1.5	1.5	
壓力角 $\alpha$	20	20	
齒數z	15	75	
節圓直徑(d)	22.5	112.5	
圓錐角 $\delta$	11.3099325	78.6900675	
圓錐距離R	57.3639695	57.3639695	
齒幅b	12	12	需設計
齒冠高h	1.5	1.5	
齒根高hf	1.875	1.875	
齒根角 $\theta f$	1.87210463	1.87210463	
齒頂角 $\theta a$	1.49787558	1.49787558	
齒頂圓錐角 $\delta a$	12.8078081	80.1879431	
齒底圓錐角 $\delta f$	9.43782785	76.8179629	
齒頂圓直徑da	25.441742	113.088348	
冠頂距離X	55.9174779	9.78952433	
齒頂間軸向距離Xb	11.7054296	2.04570131	
小端齒頂圓直徑di	20.1195702	89.4313353	
面寬(b)	12	12	
平均圓錐距離( r )	10.0733032	50.3665159	
減速比	5	1	
轉速(n)	700	140	
馬力(hp)	1.5	1.5	
馬力(kw)	1.1175	1.1175	
扭力(T)	15244.7699	76223.8495	
切線力(Wt)	1513.38341	1513.38341	
徑向力(Wr)	540.129835	108.025967	
軸向力(Wa)	108.025967	540.129835	
降伏強度(Syt)	745	745	
安全係數(Nsf)	2	2	
剪力降伏強度(Ssy)	372.5	372.5	
容許剪應力( $\tau$ max)	186.25	186.25	
容許 $\sigma$ von Mises應力	372.5	372.5	

圖 19 大小齒計算



計算項目	小齒輪	大齒輪	變動數據
<b>小齒下視</b>			
小齒Wtp-WtA距離(A)	21	-	
小齒WtA-WtB距離(B)	40	-	
小齒Wtp-WtB距離	61	-	
WtA=?WtB	2.904761905	-	
WtB	794.526289	-	
WtA	2307.909697	-	
小齒下視(M)	31781.05156	-	
<b>小齒側視</b>			
M	1088.178317	-	
A*Wrp	11342.72653	-	
WrB	256.3637053	-	
WrA	796.49354	-	
小齒側視(M)	10254.54821	-	
<b>大齒左側</b>			
大齒WtA-Wtg距離(A)	-	56	
大齒Wtg-WtB距離(B)	-	35	
大齒WtA-WtB距離	-	91	
WtA	-	582.070541	
WtB	-	931.312866	
大齒左側(M)	-	32595.9503	
<b>大齒正視</b>			
M	-	27204.4579	
WrA	-	340.498536	
WrB	-	232.472569	
大齒正視(M)	-	19067.918	
小齒下視(M)/大齒左側(M)	31781.05156	32595.9503	
小齒側視(M)/大齒正視(M)	10254.54821	19067.918	
<b>最大彎矩(M)</b>			
	<b>33394.476</b>	<b>37763.494</b>	
軸最小直徑(D)	10.01269809	13.2497984	利用最大剪應力
軸最小直徑(D)	9.939421817	12.7641371	利用時變理論
軸直徑(D)	12	20	
彎應力( $\sigma_x$ )	196.8479947	48.0819738	
剪應力( $\tau$ )	44.93112013	48.5256097	
最大剪應力( $\tau_{max}$ )	108.1946801	54.1544444	檢查最大剪應力
容許剪應力( $\tau_{max}$ )	186.25	186.25	
$\sigma$ von Mises應力	211.6732143	96.8301637	檢查時變理論
容許 $\sigma$ von Mises應力	372.5	372.5	

圖 20 大小齒負載分析計算

計算項目	小軸承	大軸承	
轉速(n)	700	140	
L90h	4000	4000	
L90	168	33.6	
Kr	1	1	
L10	168	33.6	
內徑	17	17	
WA	2441.48502	674.348106	
WB	834.861889	959.889134	
選擇軸承	6303	6003	
C0	6550	3350	
Fa/C0	0.01649251	0.16123279	
Fa/Fr	0.13562692	2.3234132	
e	0.22	0.33	
X	1	0.56	
Y	0	1.33	
P	2441.48502	1255.9106	*注意: P的Fr要從WA&WB選擇大的
C(N)	13,472	4,053	

計算項目	Fa/C0	e	Fa/Fr	Fa/Fr ≤ e		Fa/Fr ≥ e	
				X	Y	X	Y
	0.014	0.1900		1	0	0.56	2.30
	0.016	0.1943	1.416				2.26
	0.028	0.2200		1	0	0.56	1.99
	0.032	0.2257	0.137				1.95
	0.042	0.2400		1	0	0.56	1.85
	0.049	0.2500					1.78
	0.056	0.2600		1	0	0.56	1.71
	0.074	0.2729					1.61
	0.084	0.2800		1	0	0.56	1.55
	0.106	0.2969	1.88				1.47
	0.110	0.3000		1	0	0.56	1.45
	0.161	0.3342	2.32				1.33
	0.170	0.3400		1	0	0.56	1.31
	0.210	0.3545					1.25
	0.280	0.3800		1	0	0.56	1.15
	0.300	0.3857					1.13
	0.420	0.4200		1	0	0.56	1.04
	0.470	0.4271					1.03
	0.560	0.4400		1	0	0.56	1.00

圖 21 軸承計算



## 十一、設計心得

機電三丙 D0339710 林容卉

就讀逢甲三年期間，我認為最難的科目為機械設計。原來設計比想像中困難許多，平常都是看著別人的圖來照著畫，但當自己著手設計時候，才發現有很多問題需要解決的，製圖也需要一改再改。我們這組從上學期到現在，因為負載不合、尺寸不合等原因，齒數、模數、跨距、軸承已改過無數次，幸好當初有聽從老師建議，直接著手設計一份 Excel 來計算，這幫我們省去很多時間，並將重心放在製圖方面。雖然我們這組有兩位高職生，較熟悉製圖，但我們也沒有因此把製圖部分都交給他們，而是一起設計，互相學習。準備專題期間，我們學習到如何設計減速機，並參考課本、網路資訊，來計算負載、破壞理論、選配軸承、選配鍵、製圖等等，並設計出屬於我們自己的減速機。我認為做專題最重要的為團體合作，我們會不定時的約時間借用研討室討論專題，並平均分配工作，也感謝組員們以及老師、學長的幫忙，才能促使我們將機設專題做到最完美。

機電三丙 D0339353 林哲以

這次設計減速機最困難的就是和組員溝通了，從一開始計算的部分就不容易，設計這門學問是從無到有，組員為了達到更好的成果都會有各自的意見，但要在這些意見中達成共識談何容易，從齒數的訂定，到負載的計算，最後畫出可加工的工程圖和裝配圖，沒有一個步驟不用溝通。我們組員有人承擔計算領域，有人承擔繪圖領域，過程中常造成兩者無法彼此理解，為此經常請教師長並攝取相關資訊來闡述各自的例證，從誤解和錯誤中去突破各個環節所碰到的困境。我想這兩學期來衝突難免，但支持我們做下去的，除了老師給予我們的肯定還有更重要的是，我們尊重且信任彼此間的專業。

機電三丙 D0339855 廖偉程

機械設計結合了三年所學的科目，從一開始設計就面臨的種種困難，我們手足無措不知從何下手，於是我們費盡大量時間與心思在圖書館翻閱資料及詢問師長了解機構及設計方法。當我們解決了當下的問題後，階段性的報告結束並不是輕鬆的開始，而是另一個更艱難的開始，每堂課所教授的相關知識在下一階段的報告可能就會用上，不得不當下就要搞清楚觀念，以免在後續設計種下禍患，雖說我們盡量去避免，但過去兩年不扎實的學習方式，使我們嘗盡苦頭，結合所學是夢魘的開始，何況做一個設計者要考慮太多太多瑣碎的事情，這段歷練真的是深深烙印在腦海中，如今我們撐到了最後一刻，我們的努力也受到老師關注，付出能換回肯定就是值得的。

接下來談談設計中的經驗，從尺寸設計來說起，一連串繁雜的計算不是經過一次就能完全到位，每一個尺寸都是環環相扣，前前後後計算算了有幾十遍，只

要變更其中一個尺寸就影響前後的計算，說難聽點真的是算到做夢都會夢到，經一波三折後，聽取老師的建議善用 EXCEL 來協助，我只能說幸好當初有花時間去設計 EXCEL，不然現在一定更慘。在設計過程中，團隊溝通也是個問題，我們無法期盼他人以我的思維邏輯做事，但經過溝通才能了解彼此能做的事，若一個人獨扛全部，最後慘敗的一定是你，有句話是這麼說的，一個人的決定很簡單，但一群人的決定可以開出花來，而我們是開出花了那一群，雖說身為組長扛了不少事情，倘若沒有組員的支持與分擔，就不會有現在的我。最後，從畫圖說起，前前後後花了七、八十個小時製圖，不斷的修改尺寸不斷的改圖，我不否認整體缺陷其實還真不少，但我們真的盡力了，當別人再放四天連假，其中三天我在製圖，在別人眼中或許我們團隊有兩位製圖科的夥伴，但我期望他們以顧問的角度協助，他們製圖技術已經到爐火純青的地步，連乙級證照都考過了，應該要換我們技術較弱的人磨練，因為技巧不成熟而導致畫圖面臨困境，非常耗時且磨耐性，尤其在臨近交報告的時間，那可說是陷入地獄般的試煉，各種科目的期末考接踵而來，加上老師的肯定真的是倍感壓力，我觸感很深，最後這報告終於要落幕了，很感謝組員的支持及劉學長的建議與協助，更感謝老師願意磨練如小樹苗的我們。

機電三丙 D0371536 黃奕瑄

上了整個學年的機械設計，老師希望我們可以在這一學年中完成「行星-傘齒輪二段減速機」的設計，這一整年當中，在容卉他們在計算時，我和芸瑜使用 Inventor 畫立體圖，不過因為當時是設計之初，所以很多的數據都是不確定的，因此每次一改數據就必須重畫一遍，因此後來我們決定等大部分的數據都已確定時，再用 AutoCAD 直接畫出平面圖，自從高職畢業後，就沒什麼機會畫一整份包含「布置圖、組合圖、零件圖」完整的製圖，真的是令人感到非常的懷念。

機電三丙 D0371272 李芸瑜:

機設這份專題我們所要做的是行星傘齒輪減速機，一開始真的摸不著方向，把相關的書都從圖書館借回來參考，也上網找了很多的資料，才一點一滴有了進度，當然，過程中數據也是出錯很多遍，所以也只能一直重算，後來也覺得這不是辦法，老師也建議我們可以做個 EXCEL 表格，這樣如果有哪個部份算錯只要把值輸入進去，其他的數值也全部都會變，就變得比較方便了，最後當然就是要將圖畫出來啦，圖也是改了又改，這是比較辛苦的地方，自己也從中學到了很多細節的部份，最大的感想就是要完成一個機構其實沒有那麼的簡單，整份專題做下來也感謝整組的組員辛苦地完成每個部分，讓這份報告能夠圓滿的落幕。

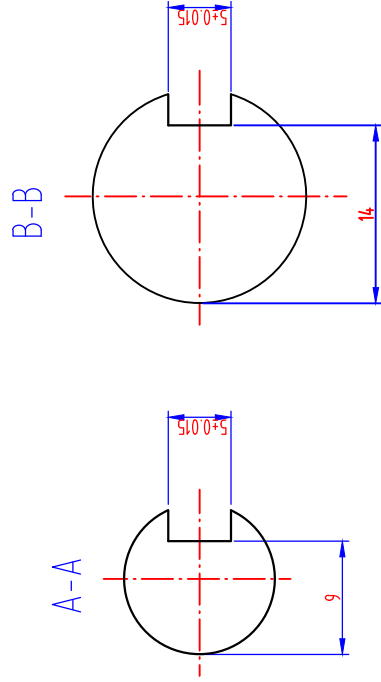
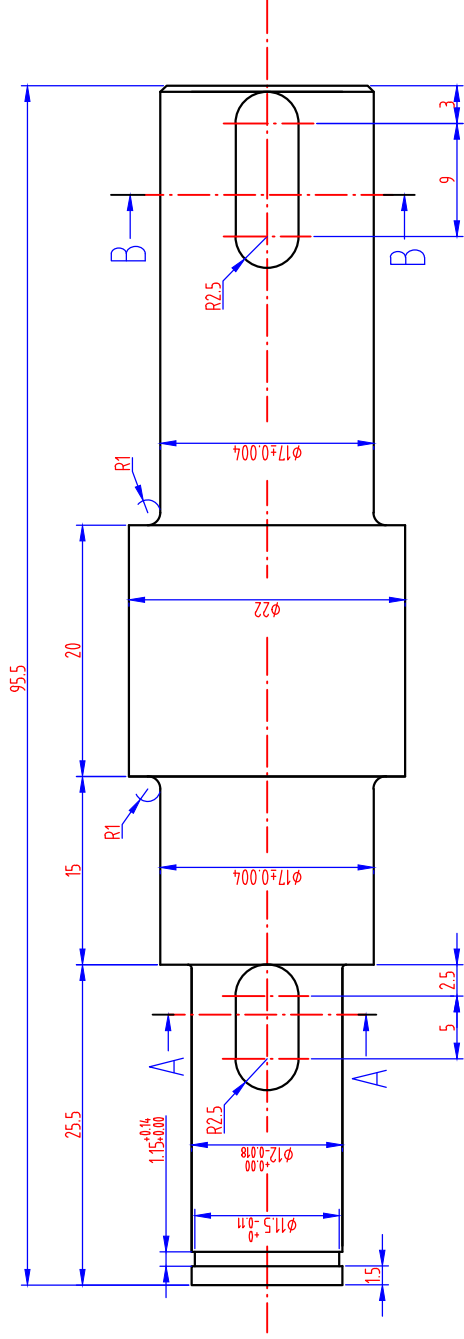
## 十二、參考文獻

- [1] <https://kknews.cc/zh-tw/other/53zne3.html>
- [2] <http://wenku.baidu.com/view/f99a3e6355270722182ef711.html>
- [3] <https://kknews.cc/news/jem6l.html>
- [4] <http://www.sunholy.com.tw/epaper/NO.105/105.pdf>
- [5] <http://www.me.cycu.edu.tw/csme2007/pdf/D19-0006.pdf>
- [6] [http://www.khkgears.co.jp/tw/gear\\_technology/pdf/gear\\_guide2.pdf](http://www.khkgears.co.jp/tw/gear_technology/pdf/gear_guide2.pdf)
- [7] [http://www.pmai.tnc.edu.tw/df\\_ufiles/df\\_pics/32709%E7%AC%AC6%E7%AB%A0.pdf](http://www.pmai.tnc.edu.tw/df_ufiles/df_pics/32709%E7%AC%AC6%E7%AB%A0.pdf)
- [8] <http://www.bearing.com.tw/?f=Double-row-Angular-Bearings>
- [9] <http://www.chinafag.cn/>
- [10] <http://baike.baidu.com/view/3710197.htm>
- [11] <http://ir.lib.ncut.edu.tw/bitstream/987654321/4453/2/>
- [12] TPI 軸承產品目錄
- [13] KHK



### 十三、組合圖、零件圖

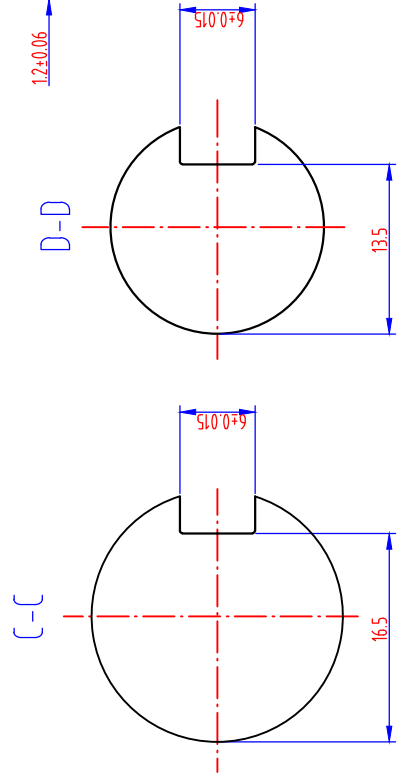
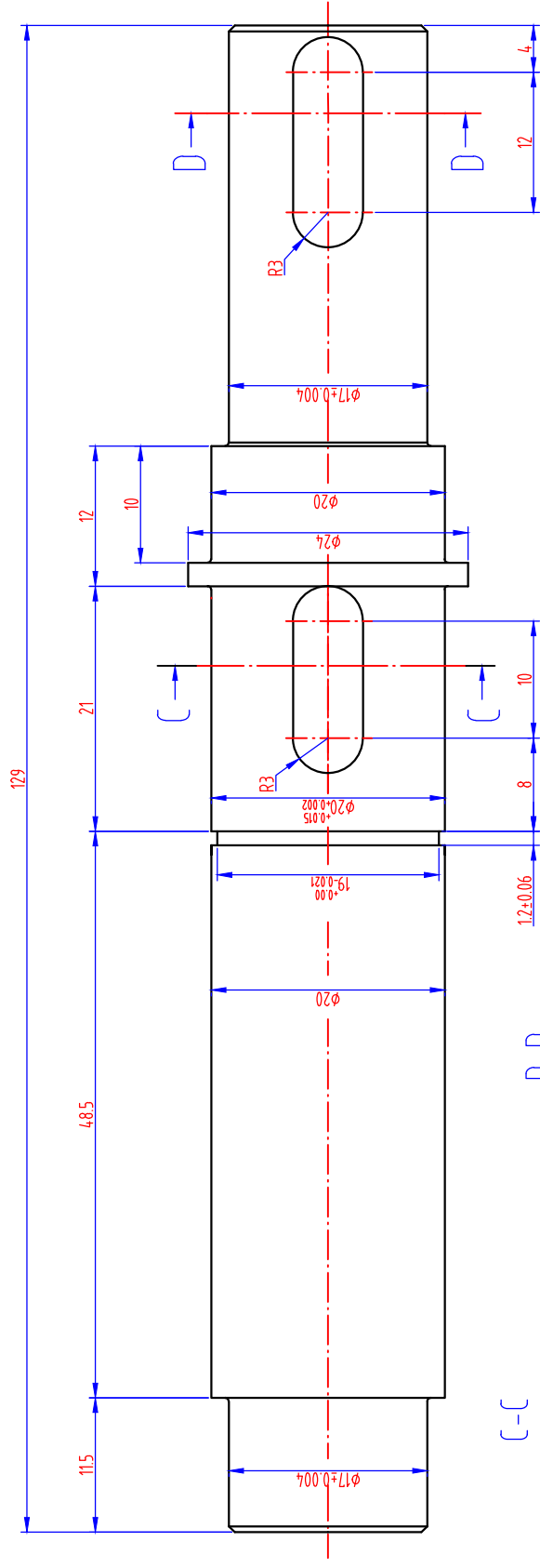




註: 未標註之倒角為 $0.6 \times 45^\circ$   
未標註之圓角為 $R0.3$

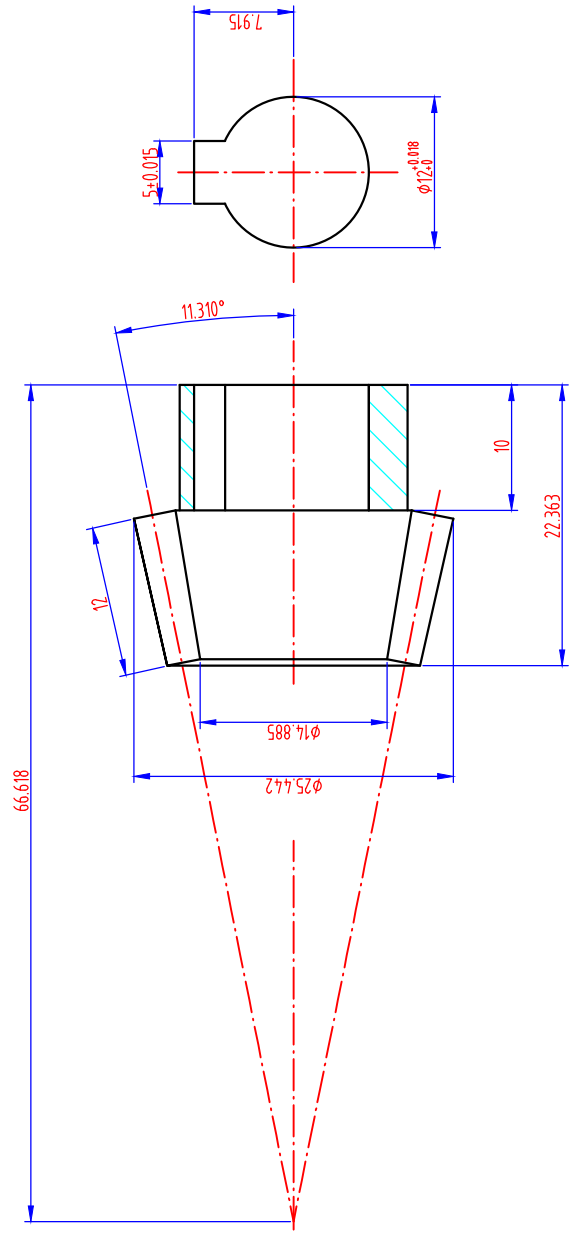
1	輸入軸	1	AISI 6150		
件號	名稱	數量	材料	備註	
A.工作圖		第三角法	逢甲大學機電三丙		
行星-傘齒輪二段減速機		比例	1:2		
		單位	mm	設計者	廖偉程





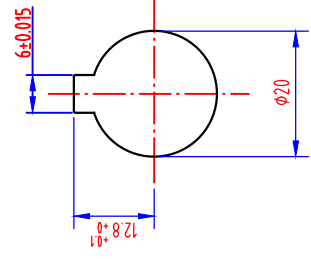
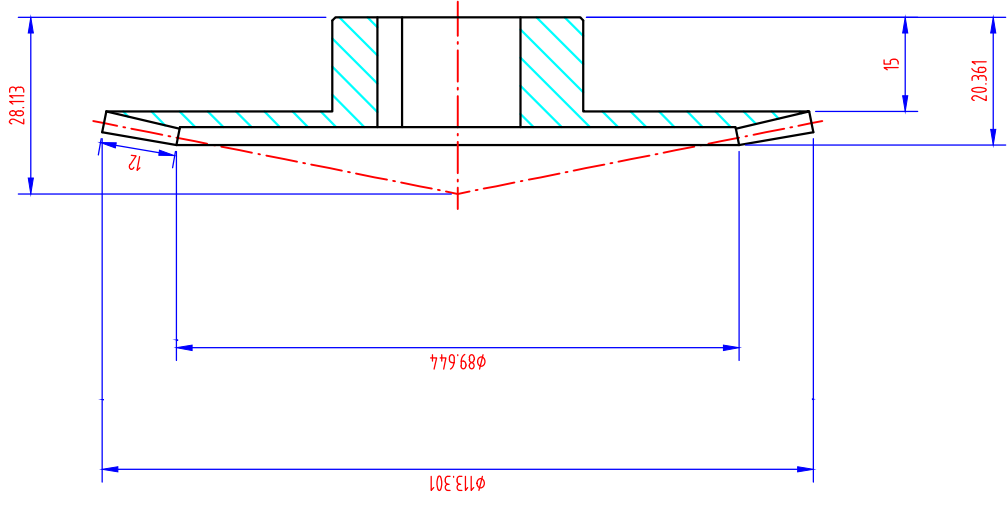
註: 未標註之倒角為  $0.6 \times 45^\circ$   
未標註之圓角為  $R0.3$

2	輸出軸	1	AISI 6150	
件號	名稱	數量	材料	備註
A. 工作圖		第三角法	逢甲大學機電三丙	
行星-傘齒輪二段減速機		比例	1:2	
	單位	mm	設計者	林哲以



件號	3
齒數	15
模數	1.5
壓力角	20
節圓直徑	22.5
面寬	12
圓錐角	11.30
圓錐距離	57.364
齒冠高	1.5
齒根高	1.875
齒頂圓錐角	12.807
齒底圓錐角	8.970

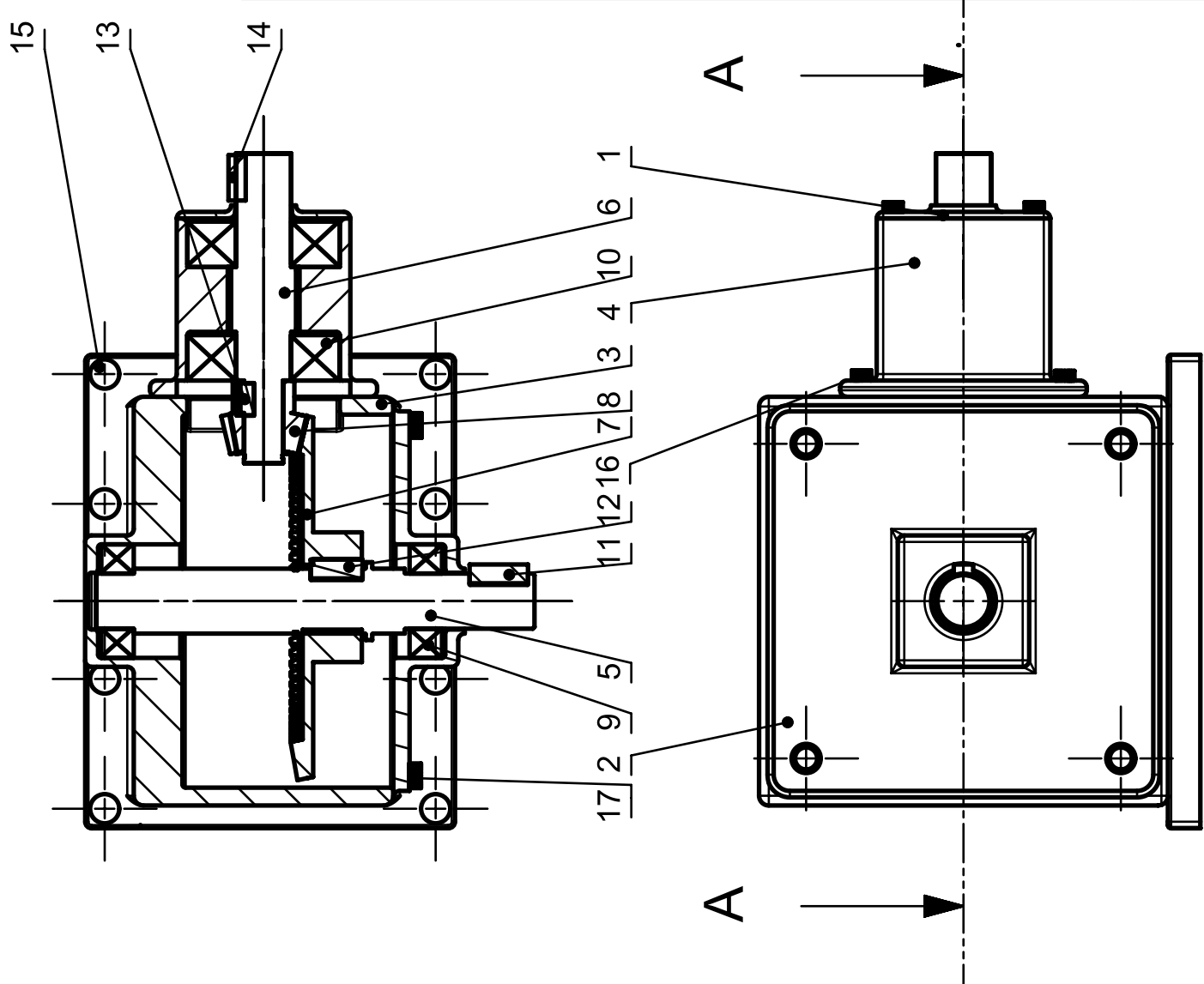
3	小傘型齒輪	1		
件號	名稱	數量	材料	備註
A.工作圖		投影	第三角法	逢甲大學機電三丙
行星-傘齒輪二段減速機		比例	1:2	
	單位	mm	設計者	李芸瑜



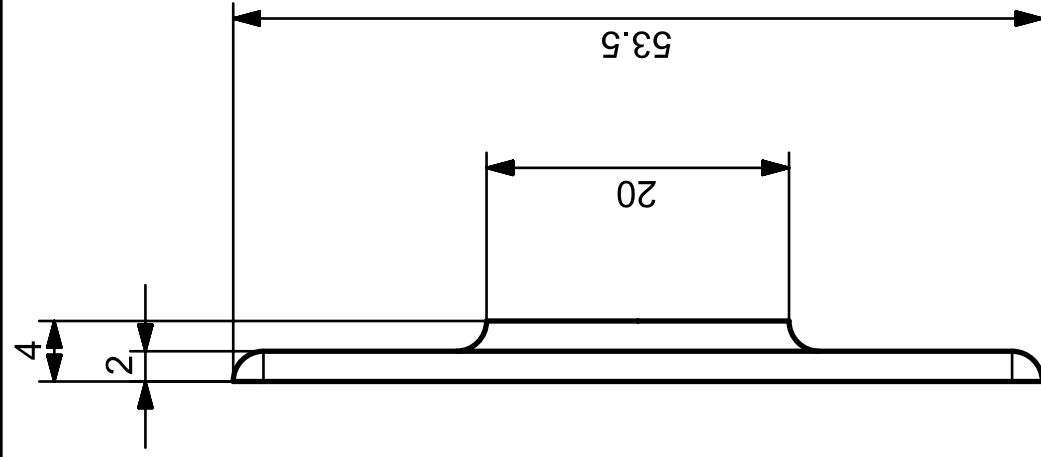
件號	4
齒數	75
模數	1.5
壓力角	20
節圓直徑	112.5
面寬	12
圓錐角	78.6901
圓錐距離	57.364
齒冠高	1.5
齒根高	1.875
齒頂圓錐角	80.1879
齒底圓錐角	76.818

4	大傘型齒輪	1	
件號	名稱	數量	材料
A.工作圖		第三角法	備註
行星-傘齒輪二段減速機		比例 1:1	
單位		mm	設計者
			黃奕萱
			逢甲大學機電三丙



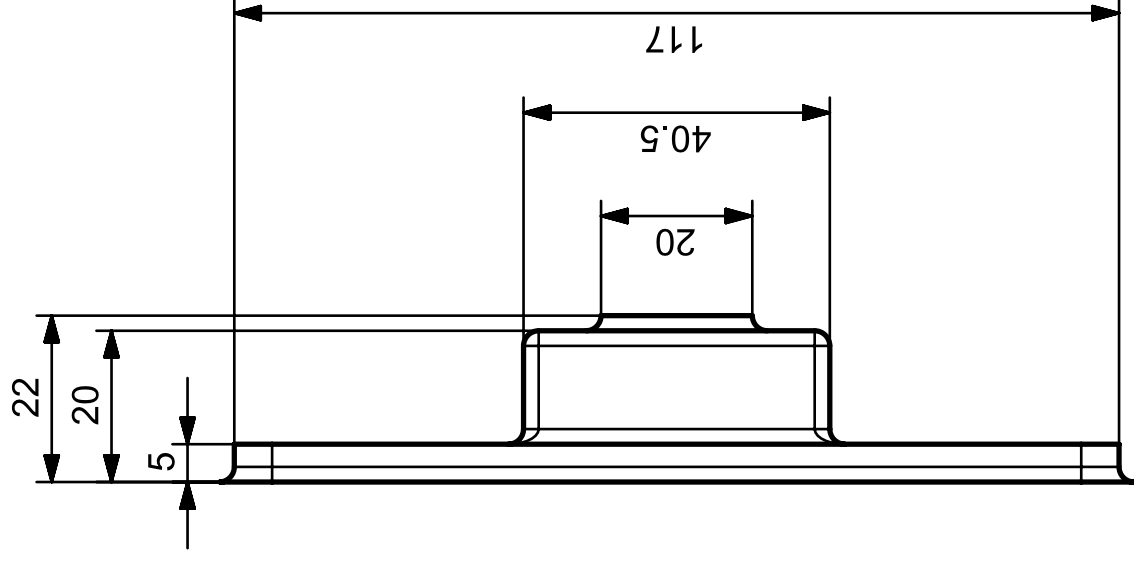


17	螺栓c	4	S45C	M8
16	螺栓b	8	S45C	M6
15	螺栓a	8	S45C	M8
14	鍵d	1		5x5
13	鍵c	1		5x5
12	鍵b	1		6x6
11	鍵a	1		6x6
10	軸承b	2		6303
9	軸承a	2		6003
8	小傘齒輪	1		
7	大傘齒輪	1		
6	輸入軸	1	AISI6150	
5	輸出軸	1	AISI6150	
4	輸入軸軸蓋	1		
3	齒輪箱	1		
2	輸出軸軸蓋	1		
1	輸入軸小軸蓋	1	S45C	
件號	名稱	數量	材質	備註
B.組合圖		投影	第三角法	
行星-傘齒輪二段減速機		比例	1:2	
		單位	mm	
			逢甲大學機電三丙	組別 第四組



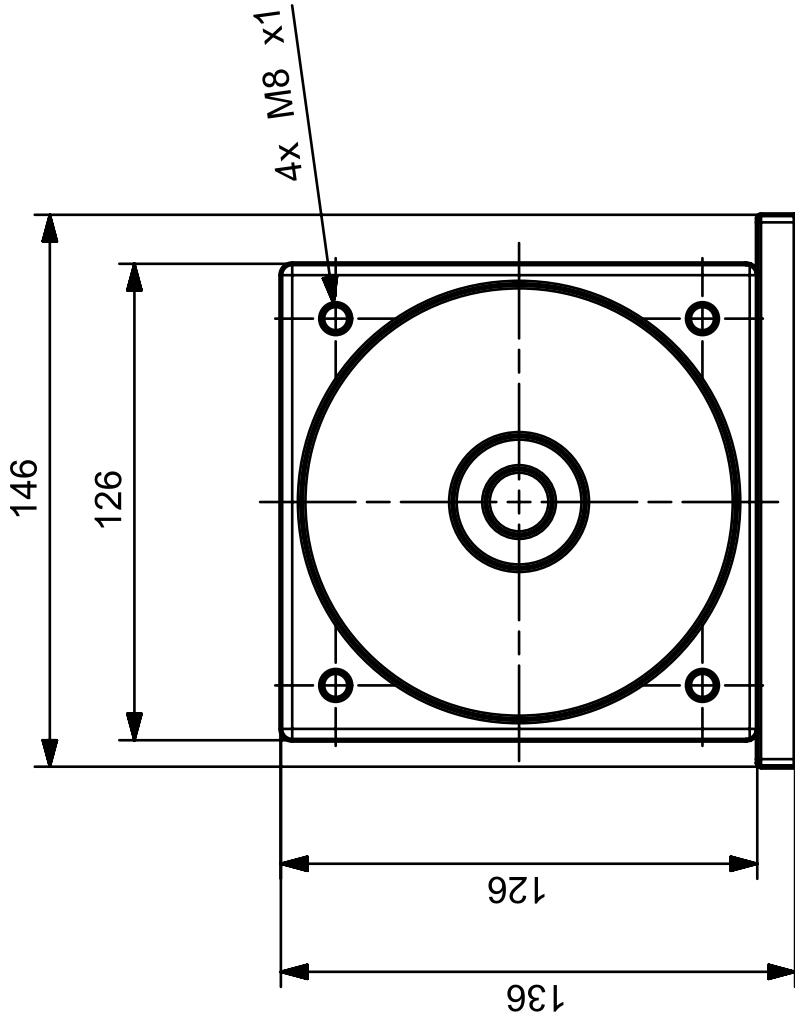
未標註之圓角R2

1	輸入軸小軸蓋	1		
件號	名稱	數量	材質	備註
C.零件圖	投影	第三角法	逢甲大學機電三丙	
星行-傘齒輪	比例	2:1	組別	第四組
二段減速機	單位	mm		



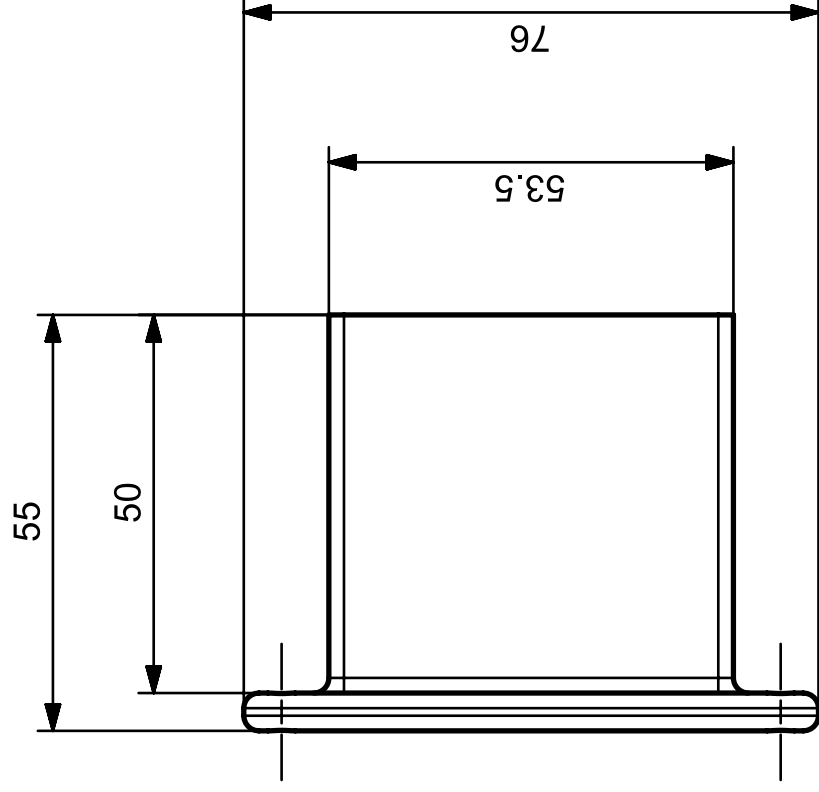
未標註之圓角R2

2	輸出軸軸蓋	1		
件號	名稱	數量	材質	備註
C.零件圖	投影	第三角法	逢甲大學機電三丙	
星行-傘齒輪	比例	1:1	組別	第四組
二段減速機	單位	mm		



未標註之圓角R2

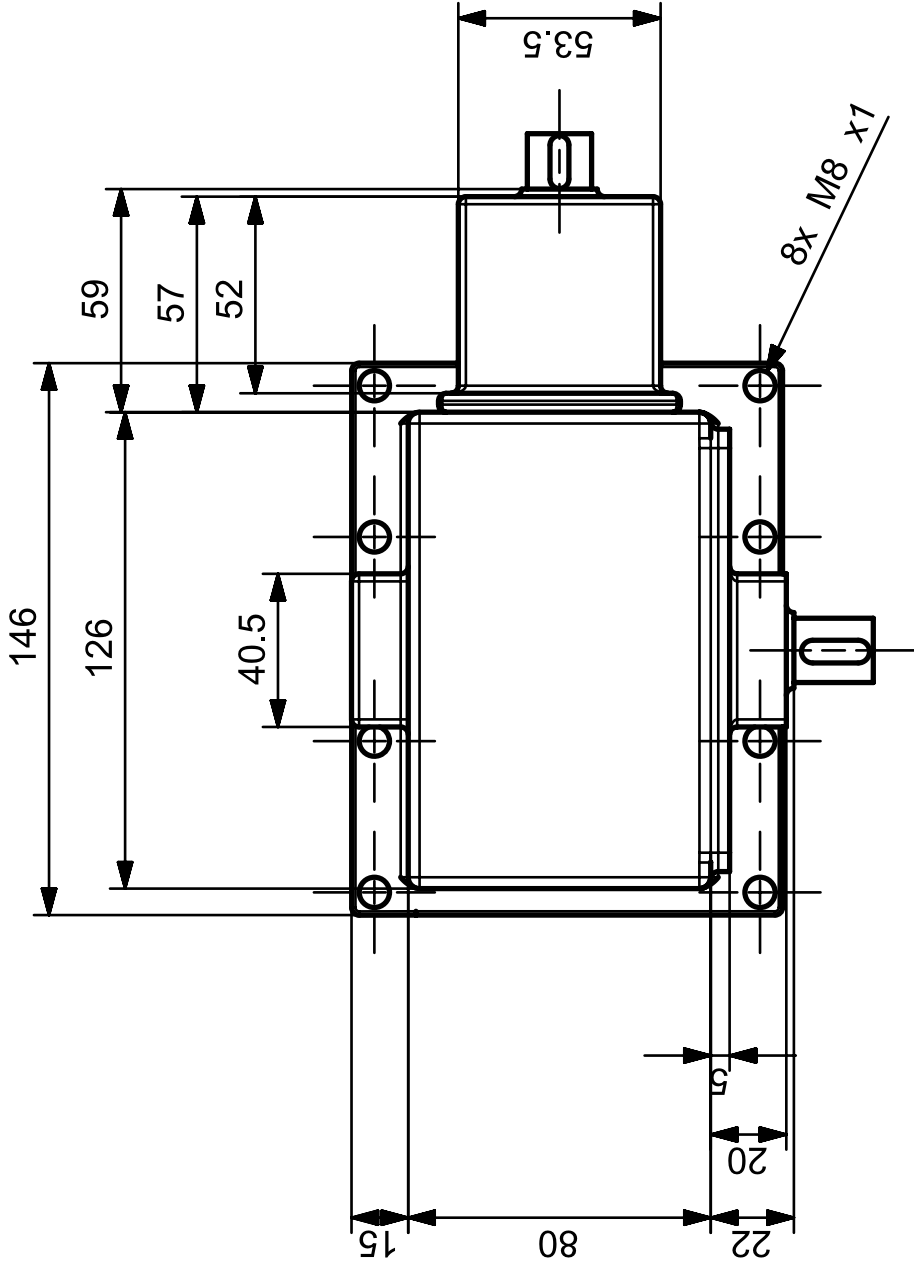
3	齒輪箱	1		
件號	名稱	數量	材質	備註
C.零件圖	投影	第三角法		
星行-傘齒輪	比例	1:2		逢甲大學機電三丙
二段減速機	單位	mm	組別	第四組



未標註之圓角R2

4	輸入軸軸蓋	1		
件號	名稱	數量	材質	備註
C.零件圖	投影	第三角法		
星行-傘齒輪	比例	1:1		逢甲大學機電三丙
二段減速機	單位	mm	組別	第四組





未標註之圓角R2

C.組合圖 行星-傘齒輪 二段減速機	投影	第三角法	逢甲大學機電三丙
	比例	1:2	
	單位	mm	組別 第四組