

# 逢甲大學學生報告 ePaper

報告題名：單牙蝸桿減速機設計

Title : single worm drive speed reducer design

作者：齊培凱、賴昀沚、趙姿晴、陳鈺潔、廖蒼慈

系級：機械與電腦輔助工程學系 三年級

學號：D0580502、D0578998、D0540113、D0510734、D0540453

開課老師：朱智義 教授

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：107 學年度 第二學期

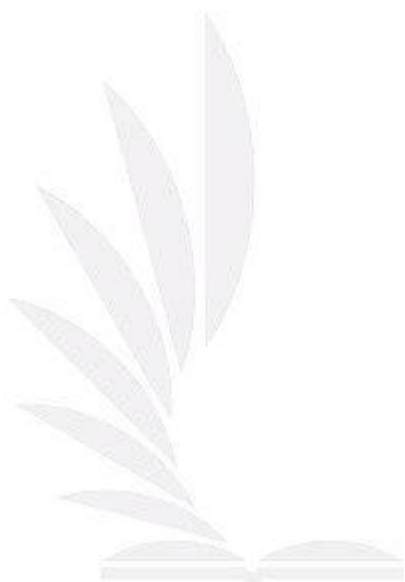


## 中文摘要

此次課程所搭配的專題為：單牙蝸桿減速機設計。在為期一年的課程裡，設計出一台符合設計規格的直軌式樓梯升降椅用單牙蝸桿減速機及其傳動機構。

蝸桿傳動是由蝸輪和蝸桿組合而成的輪系。因為蝸桿和蝸輪組成的傳動機構其尺寸會比平面齒輪組成的機構要小很多，而且輸入軸和輸出軸會互相垂直。若是單線蝸桿，蝸桿旋轉 360 度，蝸輪只會前進一格。因此不管蝸桿的大小如何，減速比為蝸輪齒數比 1。

透過這堂機械設計，融合大一大二學習過的所有課程，運用在設計專題上。且融合所學的課程，把以往認為只要學分通過就好的課程，進行實際運用，讓我們了解如何將學習到的知識轉化為工具，去解決將來遇到的問題。從機械零部件的工作原理、應力分析、設計方法，以及一般機械系統的設計，培養我們從事機械產品設計和創新的能力。在機構設計的過程中，從一次又一次的失敗，找尋成功的道路，訓練我們的耐心、細心、抗壓性，及團隊合作的態度。這些在能力及態度上的訓練，對於未來將會有相當大的幫助。



**關鍵字：**單牙蝸桿減速機設計、樓梯升降椅、蝸桿蝸輪、機械設計

## Abstract

The topic of this course is: single-tooth worm reducer design. In the one-year course, a single-tooth worm gear reducer and its transmission mechanism for straight-track stair lifts in accordance with the design specifications were designed.

The worm drive is a combination of a worm gear and a worm. Because the transmission mechanism composed of the worm and the worm wheel is much smaller than the mechanism of the face gear, and the input shaft and the output shaft are perpendicular to each other. If it is a single-line worm, the worm rotates 360 degrees, and the worm wheel will only advance one grid. Therefore, regardless of the size of the worm, the reduction ratio is the worm gear ratio of one.

Through this mechanical design, all the courses that I have studied in the second and second year are used in the design topic. In addition, we combine the lessons we have learned, and use the lessons that have been passed as long as the credits are passed, and let us know how to turn the learned knowledge into tools to solve future problems. From the working principle of mechanical components, stress analysis, design methods, and the design of general mechanical systems, we cultivate our ability to design and innovate mechanical products. In the process of designing the institution, we will find the path of success from time to time, and train our patience, carefulness, stress resistance, and teamwork attitude. These trainings in ability and attitude will be of great help to the future.

**Keyword :** single worm drive speed reducer design 、stairlift 、worm and wheel 、machine design

# 目 錄

<b>壹、背景說明</b> .....	5
一、課程搭配 .....	5
二、課程目標 .....	5
三、設計流程圖 .....	6
<b>貳、設計規格</b> .....	7
<b>參、機構佈置與設計</b> .....	8
一、機構佈置圖 .....	8
二、蝸桿設計 .....	9
三、蝸輪設計 .....	10
四、小齒輪設計 .....	11
五、材質選用 .....	12
<b>肆、負載分析</b> .....	13
一、蝸桿蝸輪合力分析 .....	13
二、蝸桿軸負載分析 .....	14
三、蝸桿軸之剪力、彎矩、扭矩圖.....	15
四、蝸輪軸負載分析 .....	16
五、蝸輪軸之剪力、彎矩、扭矩圖.....	18
<b>伍、軸承選配計算</b> .....	19
一、蝸桿軸軸承選配 .....	19
二、蝸桿軸軸承選配驗算 .....	20
三、蝸輪軸軸承選配 .....	21
四、蝸輪軸軸承選配驗算 .....	22
<b>陸、外殼設計</b> .....	23
一、設計理念 .....	23
二、標準零件選配 .....	25

<b>柒、檢驗</b> .....	<b>26</b>
一、設計尺寸檢驗 .....	26
二、設計規格檢驗 .....	30
<b>捌、裝配</b> .....	<b>32</b>
一、各零件實體圖 .....	28
二、裝配過程 .....	30
<b>玖、工程圖</b> .....	<b>32</b>
一、彩線立體組合圖 .....	32
二、彩線立體系統圖 .....	37
三、灰階立體組合圖 .....	38
四、灰階立體系統圖 .....	39
五、立體線架構系統圖 .....	40
六、2D 組合圖 .....	41
七、蝸桿蝸輪組合圖 .....	42
八、2D 零件圖 .....	43
<b>拾、致謝</b> .....	<b>52</b>
<b>拾壹、附錄</b> .....	<b>53</b>
一、心得分享 .....	53
二、使用程式 .....	57
三、3D 列印 .....	60
四、參考公式 .....	62
五、參考資料 .....	64

## 壹、背景說明

### 一、課程搭配

逢甲大學機械與電腦輔助工程學系的系內必修課程安排為：大一的工程圖學、應用力學、微積分等；大二的工程數學、工程材料學、材料力學、機動學、熱力學等；大三的流體力學、機械製造以及這堂機械設計。

大一、大二的必修課程表面上互不相關，實際上卻是環環相扣。學生在基礎上要具備圖學的視圖能力、微積分的運算邏輯，以及力學的分析概念，進一步利用工程數學解析更複雜的力學問題。而透過這堂機械設計，融合大一大二學習過的所有課程，運用在設計專題上。透過這樣融合所學的課程，把以往認為只要學分通過就好的課程，進行實際運用，讓我們了解如何將學習到的知識轉化為工具，去解決將來遇到的問題。

### 二、課程目標

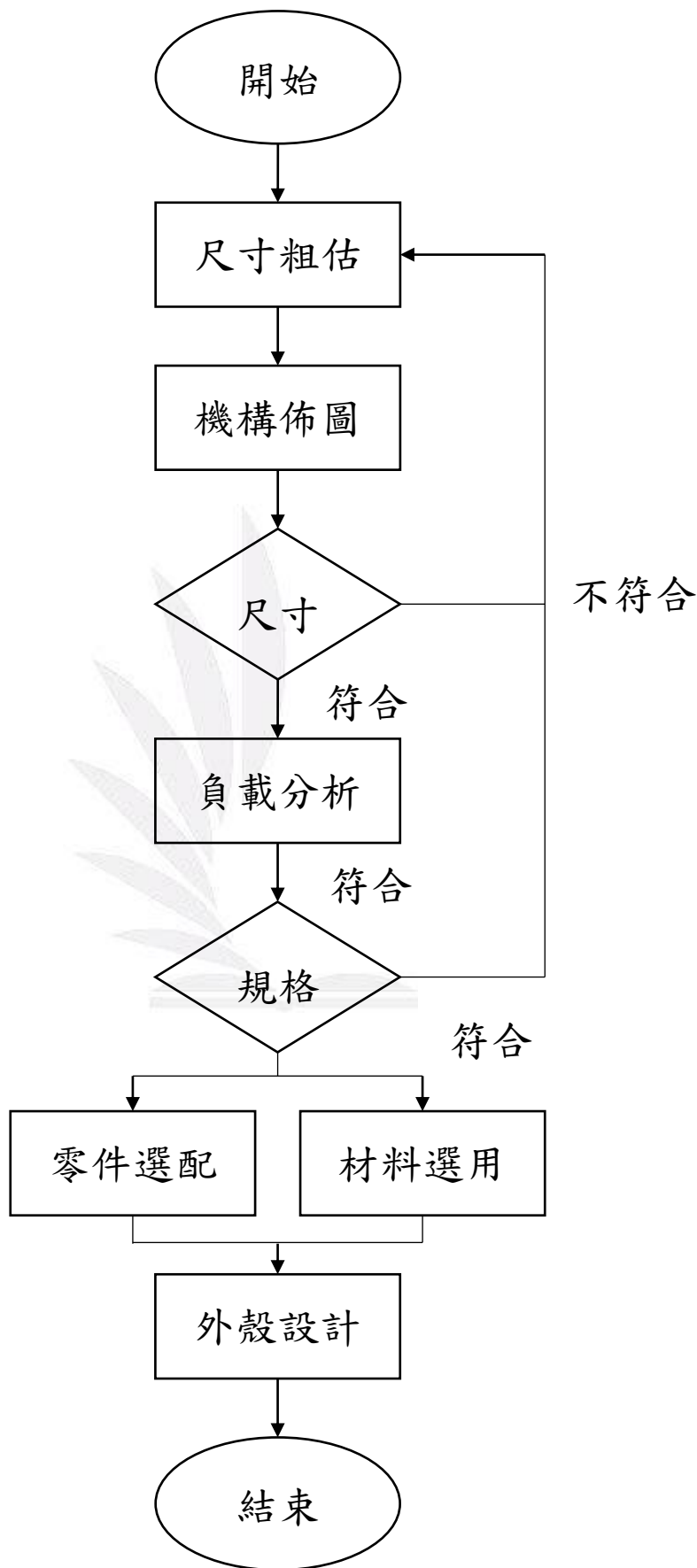
此次課程所搭配的專題為：單牙蝸桿減速機設計。在為期一年的課程裡，設計出一台符合設計規格的直軌式樓梯升降椅用單牙蝸桿減速機及其傳動機構（規格詳列於章節貳）。

台灣在機械設計方面並不盛行，因為「設計」過於繁瑣，必須經歷過許多次錯誤及修正，才有可能設計出符合需求的機器。且機械設計必須涉略非常多領域，需要花大量時間培養人才，就台灣現況而言，多數是和國外技術合作，由台灣進行製造，對於設計這塊領域並不重視。

現因時代變遷及產業結構改變，台灣在製造上的優勢逐漸被他國取代，唯有不斷改良和創新，提升競爭力，才能脫穎而出，若安於現狀，一旦他國急起直追，台灣將被市場機制淘汰。故保持台灣目前的製造優勢，並進行設計人才的培育，將是台灣工業及教育應努力的方向。

因此機械設計這門課扮演著非常重要的角色。透過機械零部件的工作原理、應力分析、設計方法，以及一般機械系統的設計，培養我們從事機械產品設計和創新的能力。在機構設計的過程中，從一次又一次的失敗，找尋成功的道路，訓練我們的耐心、細心、抗壓性，及團隊合作的態度。這些在能力及態度上的訓練，對於未來將會有相當大的幫助。

三、設計流程圖



## 貳、設計規格

此專題為能搭配樓梯升降梯的蝸桿蝸輪減速機，因此在進行設計時，必須先制定一些條件，才能增加完成專題後的可行性。以下為設計規格：

1. 單牙蝸桿蝸輪減速機
2. 載重：1200 N (120 kg)
3. 馬達：DC24V200W
4. 速度：6m/min (10%, 忽略加減速)
5. 減速機及其傳動機構寬度：小於 200 mm
6. 軸向：入力軸面對自己，出力軸在右方

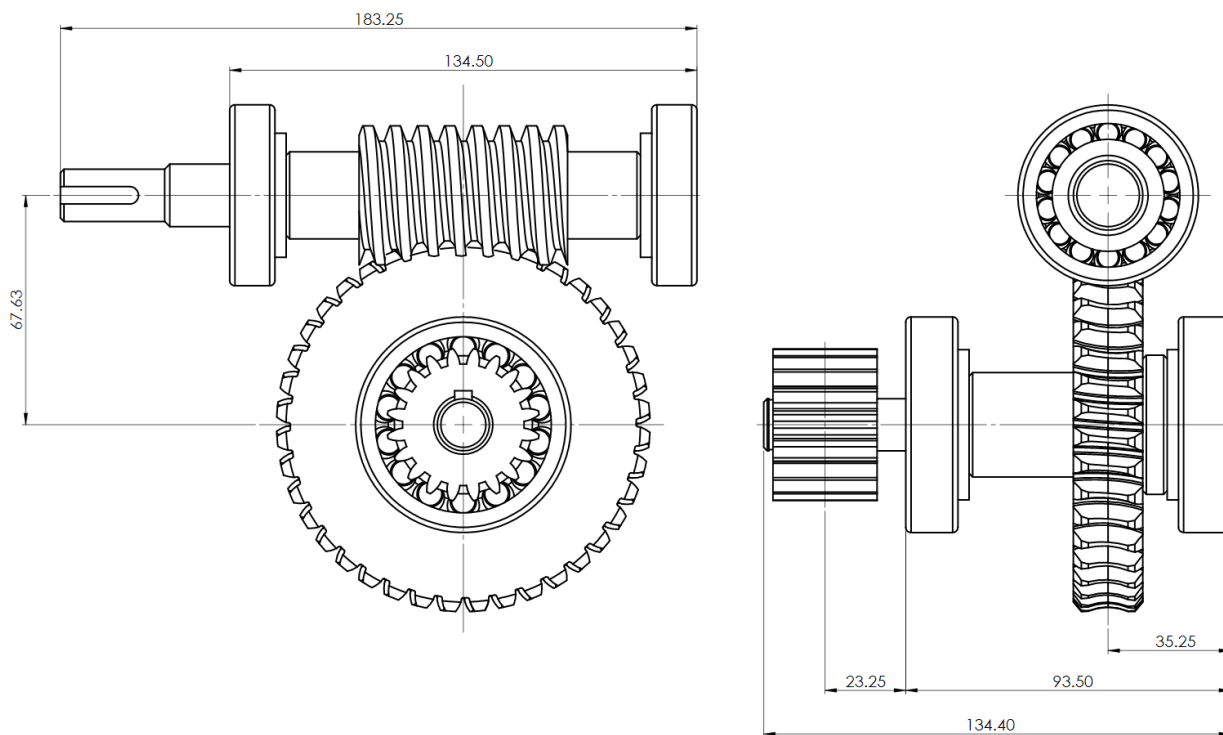




### 參、機構佈置與設計

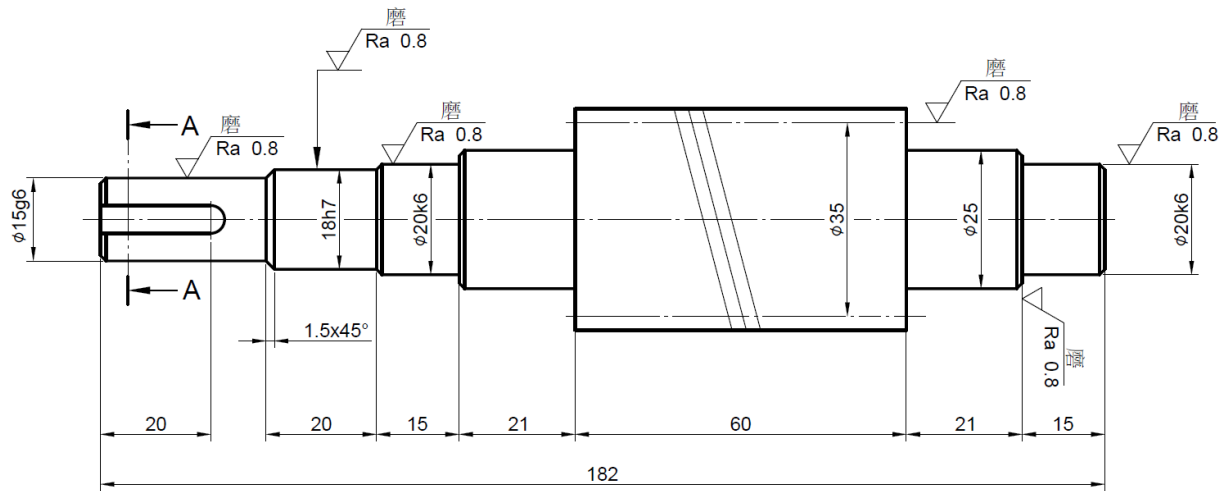
#### 一、機構佈置圖

圖一為此蝸桿蝸輪減速機的機構佈置圖，透過此圖可以了解各個機構的放置位置，且可以透過此圖畫出之後所需的自由體圖。



(圖一)

## 二、蝸桿設計



(圖二)

圖二為蝸桿的基本尺寸工作圖，我們所設計的模數為齒直角模數，並參考齒輪技術入門篇之公式計算（公式詳閱附錄）。各數值如下：

蝸桿材質：S45C

齒輪種類：軸形齒研蝸桿

齒形：標準全齒深

旋向：右

蝸桿齒數：1（設計規格）

蝸桿齒直角模數：2.5（自訂）

蝸桿齒直角壓力角： $20^\circ$ （自訂）

蝸桿節圓直徑：35 mm（自訂）

蝸桿轉速：2000 rpm（自訂）

蝸桿螺距：7.85398 mm（等於蝸輪周節）

蝸桿導程：7.85398 mm

蝸桿導程角： $4.086^\circ$

齒冠高：2.5 mm

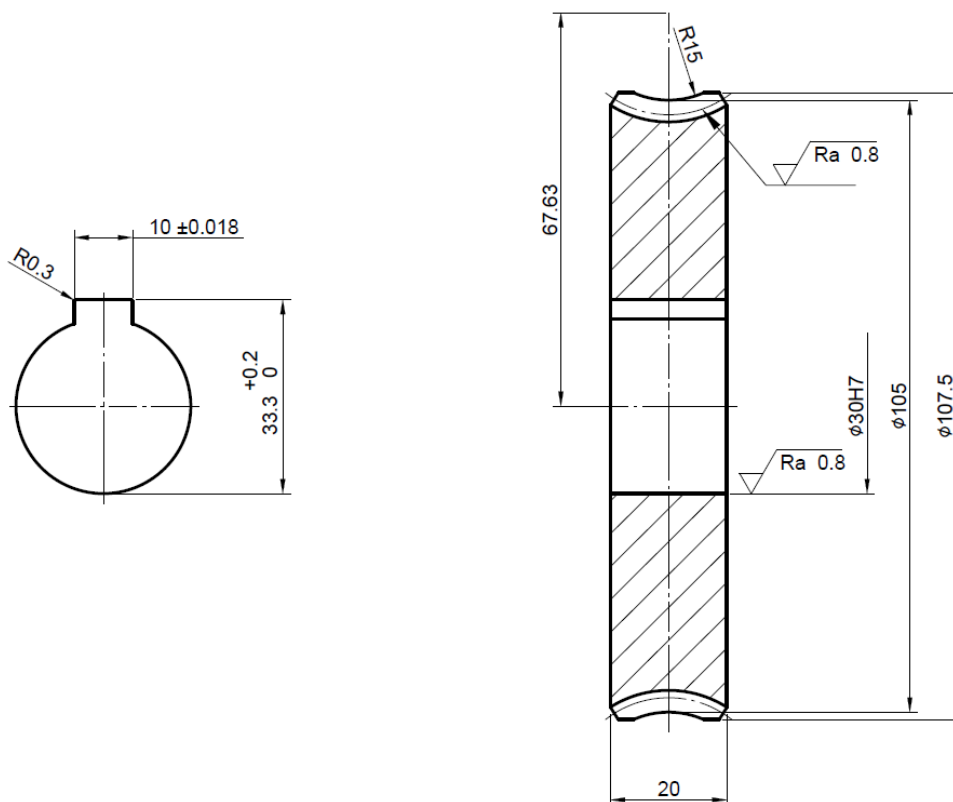
齒高：5.625 mm

齒頂圓直徑：40 mm

中心距：67.628 mm

蝸桿節圓速度：3.66519 m/s

### 三、蝸輪設計

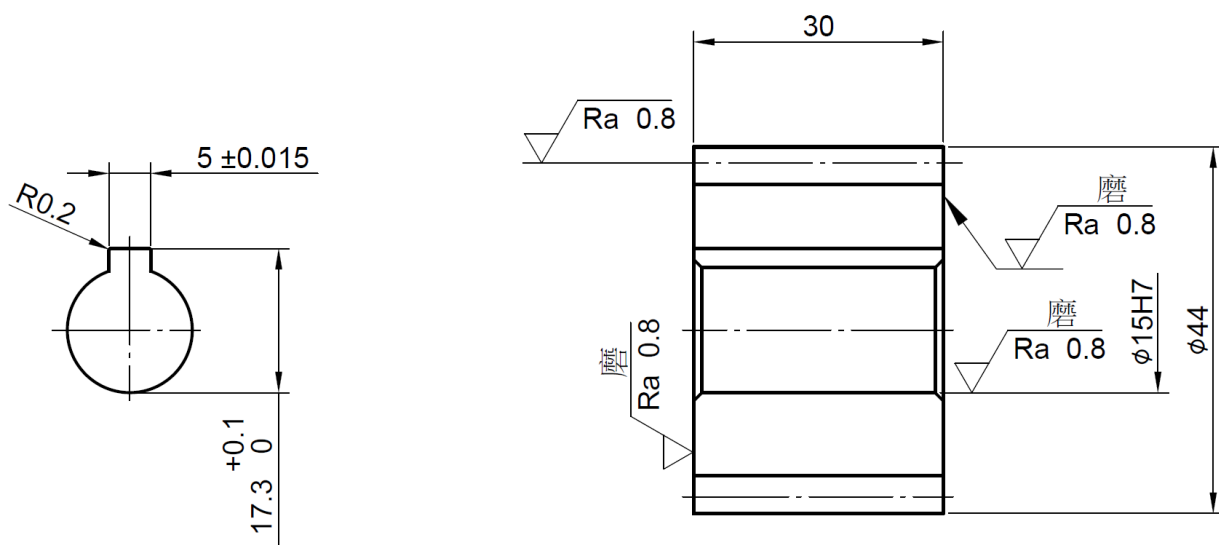


(圖三)

圖三為蝸輪的基本尺寸工作圖，我們所設計的模數為齒直角模數，並參考齒輪技術入門篇之公式計算（公式詳閱附錄）。各數值如下：

- 蝸輪材質：鋁青銅
- 齒形：標準全齒深
- 蝸輪齒直角模數：2.5（自訂）
- 蝸輪齒面寬：20 mm（自訂）
- 蝸輪齒數：40（自訂）
- 螺旋角：4.086（等於蝸桿導程角）
- 齒隙：0.14~0.27
- 蝸輪節圓直徑：100.256 mm
- 蝸輪周節：7.85398 mm
- 蝸輪轉速：50 rpm
- 蝸輪節圓速度：0.26247 m/s
- 減速比：40

#### 四、小齒輪設計



(圖四)

圖四為小齒輪的基本尺寸工作圖。參考齒輪技術入門篇之公式計算(公式詳閱附錄)。各數值如下：

小齒輪材質：S45C

齒型：標準全齒深

模數：2 (自訂)

壓力角： $20^\circ$  (自訂)

齒數：20 (自訂)

節圓直徑：40 mm (自訂)

齒面寬：30 mm (自訂)

齒冠高：2 mm

齒高：4.5 mm

齒頂圓直徑：44 mm

## 五、材質選用

蝸桿及蝸輪軸及小齒輪所選用的材質為 S45C，其材料性質如下：

適用於需要強度和抗衝擊性的零件，因其較高的含碳量，所以擁有較高的抗拉強度、延展性及耐磨性，且成本低。

其機械性能如下：

抗拉強度(kgf/mm<sup>2</sup>)：≥58 (= 568.783 MPa)

降伏強度(kgf/mm<sup>2</sup>)：≥35 (= 343.231 MPa)

伸長率(%)：≥20

多層吸波率(%)：≥45

硬度(Hb)：167~229

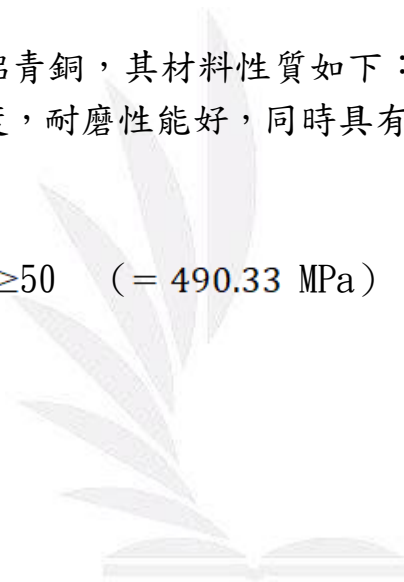
蝸輪所選用的材質為鋁青銅，其材料性質如下：

具有較高的強度和硬度，耐磨性能好，同時具有良好的耐腐蝕性能，適合用於高強度的耐磨零件。

其機械性能如下：

抗拉強度(kgf/mm<sup>2</sup>)：≥50 (= 490.33 MPa)

硬度(Hb)：60 以上



## 肆、負載分析

### 一、蝸桿蝸輪合力分析

透過已知條件計算蝸桿蝸輪合力。數值如下：

$$\text{蝸桿扭矩} = 954.930 \text{ N-mm}$$

$$\text{蝸桿扭矩} = \frac{60 * 10^6 * \text{功率}}{2 * \pi * \text{蝸桿轉速}}$$

$$\text{蝸桿切線力} = 54.567 \text{ N}$$

$$\text{蝸桿切線力} = \frac{2 * \text{蝸桿扭矩}}{\text{蝸桿節圓直徑}}$$

$$\text{蝸桿軸向力} = 560.297 \text{ N}$$

$$\text{蝸桿軸向力} = \frac{\text{蝸桿切線力} * \sin(\text{壓力角})}{\cos(\text{壓力角}) \sin(\text{導程角}) + \text{摩擦係數} * \cos(\text{導程角})}$$

$$\text{蝸桿徑向力} = 204.828 \text{ N}$$

$$\text{蝸桿徑向力} = \frac{\cos(\text{壓力角}) \cos(\text{導程角}) - \text{摩擦係數} * \sin(\text{導程角})}{\cos(\text{壓力角}) \sin(\text{導程角}) + \text{摩擦係數} * \cos(\text{導程角})}$$

上述公式中：

$$\text{功率} = 0.2 \text{ kW (設計規格)}$$

$$\text{摩擦係數} = 0.024 \text{ (滑動速度為 } 3.684 \text{ m/s)}$$

摩擦係數及滑動速度公式參閱附錄。

$$\text{蝸輪切向力} = 560.297 \text{ N (與蝸桿軸向力大小相等，方向相反)}$$

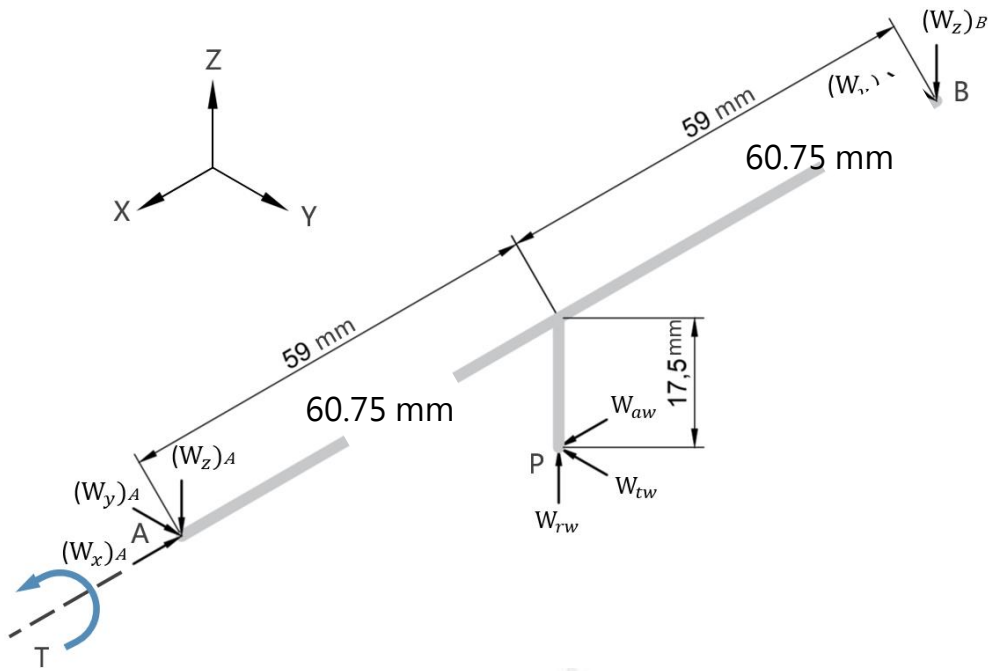
$$\text{蝸輪軸向力} = 54.567 \text{ N (與蝸桿切向力大小相等，方向相反)}$$

$$\text{蝸輪徑向力} = 204.828 \text{ N (與蝸桿徑向力大小相等，方向相反)}$$

$$\text{蝸輪扭矩} = 28086.56747 \text{ N-mm}$$

$$\text{蝸輪扭矩} = \text{蝸輪切線力} * \frac{\text{蝸輪節圓直徑}}{2}$$

### 二、蝸桿軸負載分析



(圖五)

圖五為蝸桿軸的自由體圖，其中：

點 A 為軸承 A 中心

點 B 為軸承 B 中心

點 P 為蝸桿與蝸輪的接觸點

點 B 至點 A， $\vec{R}_A = 121.5 \vec{i}$

點 B 至點 P， $\vec{R}_P = 60.75 \vec{i} - 17.5 \vec{k}$

點 P 作用力， $\vec{W}_P = 560.297 \vec{i} - 54.567 \vec{j} + 204.828 \vec{k}$

對點 B 的力矩和： $\vec{R}_P \times \vec{W}_P + \vec{R}_A \times \vec{W}_A + \vec{T} = 0$

透過向量法得到：

$$(W_x)_A = -560.297 \text{ N}$$

$$(W_y)_A = 27.284 \text{ N}$$

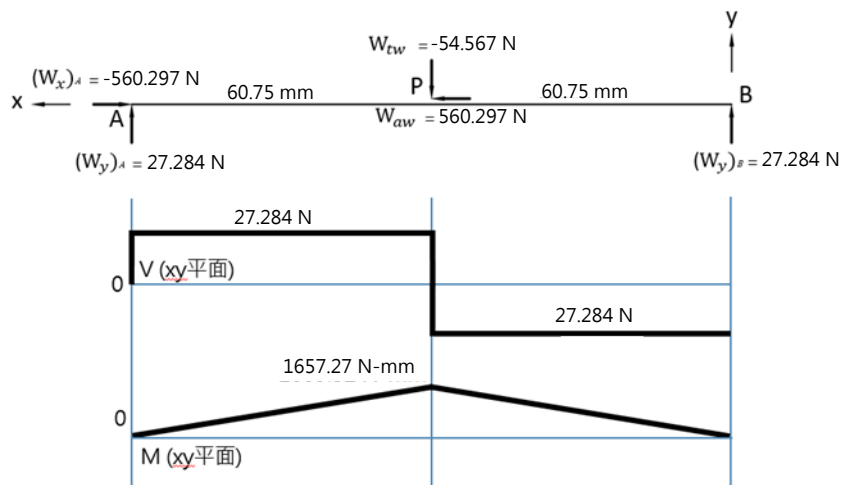
$$(W_z)_A = -183.115 \text{ N}$$

$$(W_y)_B = 27.284 \text{ N}$$

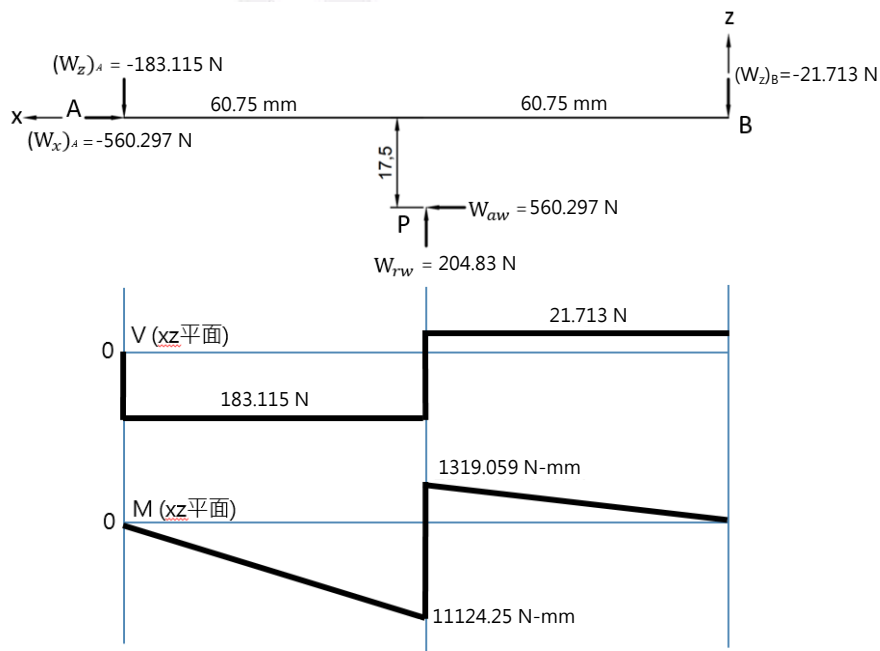
$$(W_z)_B = -21.713 \text{ N}$$

### 三、蝸桿軸之剪力、彎矩、扭矩圖

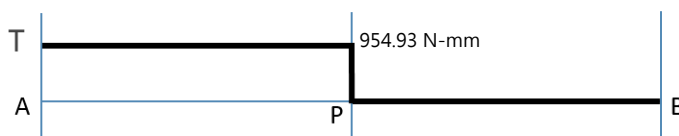
蝸桿軸(xy 平面)之剪力、彎矩圖：



蝸桿軸(xz 平面)之剪力、彎矩圖：

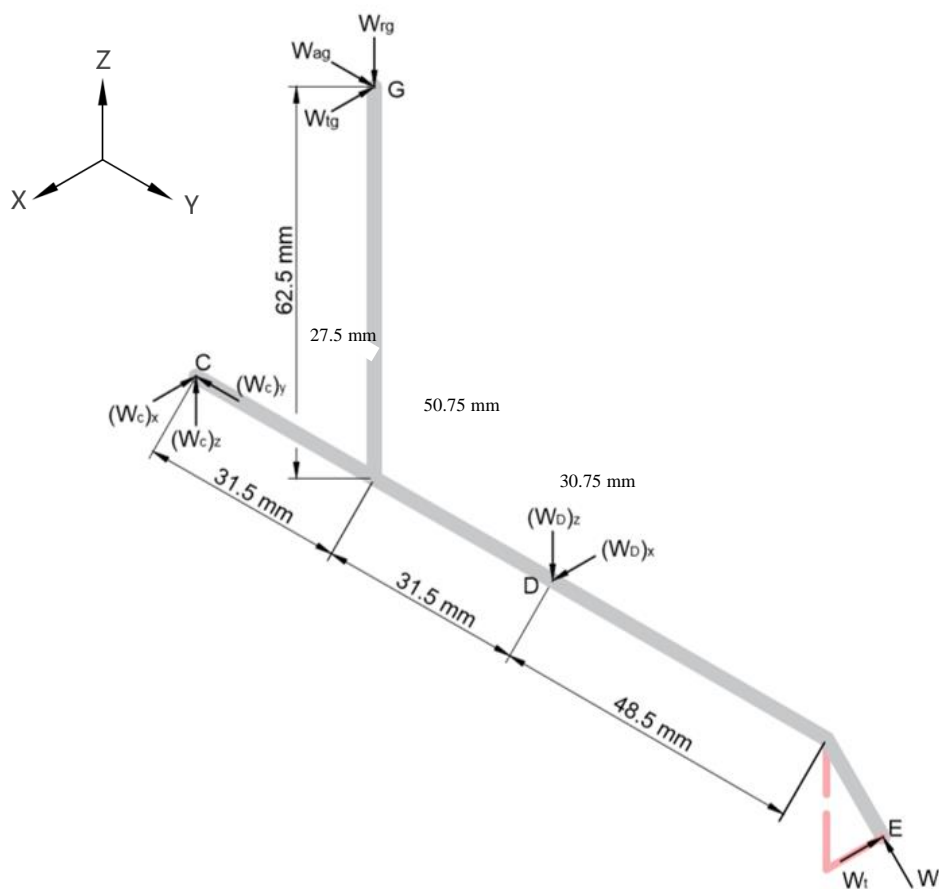


蝸桿軸之扭矩圖：





#### 四、蝸輪軸負載分析



(圖六)

圖六為蝸輪軸的自由體圖，其中：

點 C 為軸承 C 中心

點 D 為軸承 D 中心

點 E 為小齒輪中心

點 G 為蝸桿與蝸輪的接觸點

點 C 至點 D， $\vec{R}_D = 78.25 \vec{j}$

點 C 至點 G， $\vec{R}_G = 27.5 \vec{j} + 50.128 \vec{k}$

點 C 至點 E， $\vec{R}_E = -11 \vec{i} + 109 \vec{j} - 19.053 \vec{k}$

點 G 作用力， $\vec{W}_G = -50.297 \vec{i} + 54.567 \vec{j} - 204.828 \vec{k}$

對點 C 的力矩和： $\vec{R}_G \times \vec{W}_G + \vec{R}_D \times \vec{W}_D + \vec{R}_E \times \vec{W}_E = 0$

透過向量法得到：

$$(W_x)_C = 20.218 \text{ N}$$

$$(W_y)_C = -54.567 \text{ N}$$

$$(W_z)_C = 506.882 \text{ N}$$

$$(W_x)_D = 1413.349 \text{ N}$$

$$(W_z)_D = -1342.827 \text{ N}$$

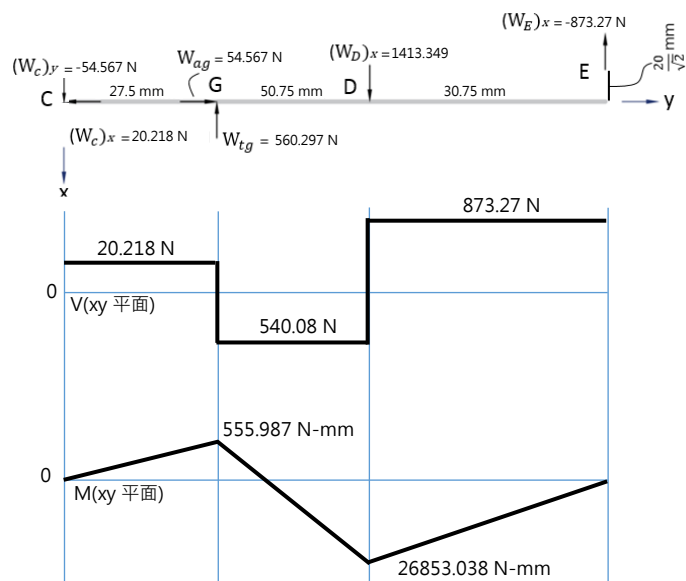
$$(W_t) = 1276.71 \text{ N}$$

$$(W_r) = 464.684 \text{ N}$$

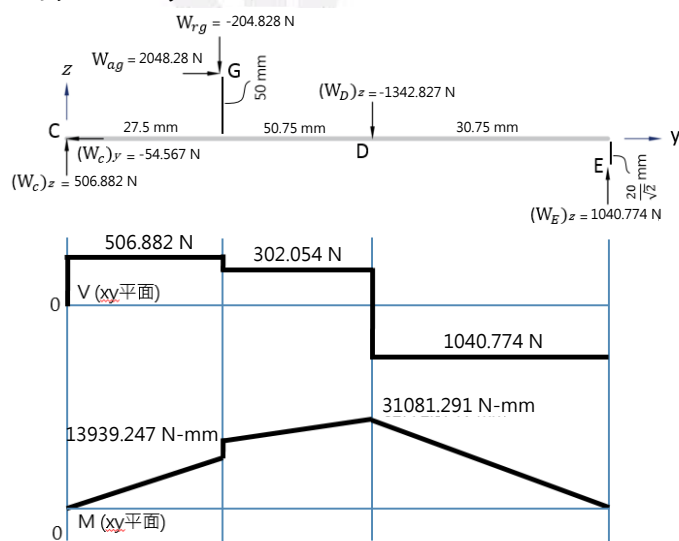


### 五、蝸輪軸之剪力、彎矩、扭矩圖

蝸輪軸(xy 平面)之剪力、彎矩圖：



蝸輪軸(zx 平面)之剪力、彎矩圖：



蝸輪軸之扭矩圖：



## 伍、軸承選配計算

### 一、蝸桿軸軸承選配

我們所選擇的軸承為圓錐滾子軸承且使用背對背安裝。計算方式如下：  
徑向係數  $X=0.4$  ( $F_a/F_r > e$ )

軸向係數  $Y=1.5$

軸承預期壽命為 99% →  $KR=0.21$

可靠度為 10,000 小時

軸承反作用力公式如下：

$$\text{軸承反作用力} = \left[ (\text{切線力})^2 + (\text{徑向力})^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$F_{rA} = 185.1367 \text{ N}$$

$$F_{rB} = 34.869 \text{ N}$$

軸向力：

$$F_{aE} = \text{軸向力} = 560.297 \text{ N (向 B 軸承)}$$

$$F_{aA} = 571.920 \text{ N (公式: } 0.5 * \text{軸承 B 反作用力} / \text{B 軸承軸向係數} + \text{軸向力)}$$

$$F_{aB} = 11.623 \text{ N (公式: } 0.5 * \text{軸承 B 反作用力} / \text{B 軸承軸向係數)}$$

等價負荷：

$$P_A = 931.935 \text{ N}$$

(公式:  $A$  軸承徑向係數 \* 軸承  $A$  反作用力 +  $A$  軸承軸向係數 \*  $A$  軸承軸向力)

$$P_B = 34.869 \text{ N (軸承 B 反作用力)}$$

可靠度調整額定壽命：

$$L_{99} = 1200(10^6 \text{ 轉}) \text{ (公式: 可靠度壽命調整係數} * \text{軸承額定壽命}(10^6 \text{ 轉}))$$

$$\text{額定動負荷: } C_A = 12.487 \text{ kN} > C_B = 0.467 \text{ kN}$$

$$\text{額定動負荷} = \left[ \text{等價負荷} \frac{\text{可靠度調整額定壽命}}{\text{可靠度壽命調整係數}} \right]^{0.3}$$

單就力分析而言，選擇 30302 足矣，為搭配其他零件設計需求，故選用 30304

軸承 →  $C_r = 35.5 \text{ kN}$   $Y_A = Y_B = 2$   $d = 20 \text{ mm}$

## 二、蝸桿軸軸承選配驗算

由選配的 30304 軸承，執行兩種驗算，第一種為動負荷驗算，第二種為軸承表面受力驗算。計算式如下：

驗算方法一：

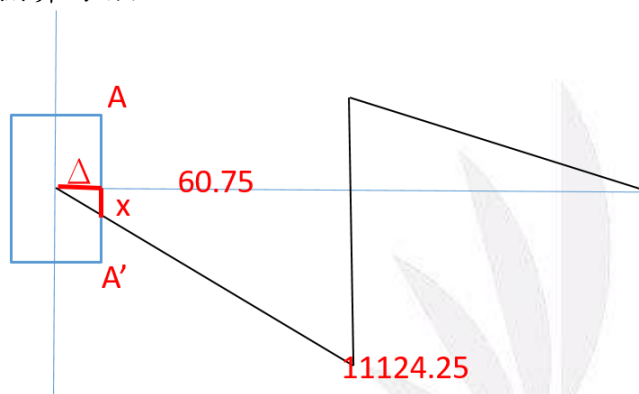
$$P_A = 1212.083 \text{ N}$$

$$P_B = 34.869 \text{ N}$$

$$C_A = 16241.308 \text{ N} = 16.241 \text{ kN}$$

$$C_B = 467.227 \text{ N} = 0.467 \text{ kN}$$

驗算方法二：



$$\frac{x}{11124.25} = \frac{10}{60.75}$$

$$\rightarrow x = 1831.152$$

→ 軸承 A 的 AA' 面承受 1831.152 N

假設  $N_{sf} = 1.5$        $S_{yt} = 345$

且  $T = 954.93$        $M_A = 1831.152$

$$d = \left( \frac{32 * 15}{\pi * 345} \sqrt{1831.152^2 + \frac{3}{4} 954.93^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\rightarrow d = 4.46 \text{ mm}$$

→ 可承受此力的最小直徑  $d = 4.46 < 20 \text{ mm}$

### 三、蝸輪軸軸承選配

我們所選擇的軸承為圓錐滾子軸承且使用背對背安裝。計算方式如下：

徑向係數  $X=0.4$  ( $F_a/F_r > e$ )

軸向係數  $Y=1.5$

軸承預期壽命為 99% →  $KR=0.21$

可靠度為 10,000 小時

軸承反作用力：

(公式參考上節)

$$F_{rC} = 507.28 \text{ N}$$

$$F_{rD} = 1949.549 \text{ N}$$

軸向力：

$$F_{aE} = \text{軸向力} = 54.567 \text{ N (向 C 軸承)}$$

$$F_{aC} = 223.66 \text{ N (公式: } 0.5 * \text{軸承 B 反作用力 / B 軸承軸向係數 + 軸向力)}$$

$$F_{aD} = 649.85 \text{ N (公式: } 0.5 * \text{軸承 B 反作用力 / B 軸承軸向係數)}$$

等價負荷：

$$P_C = 1283.538 \text{ N}$$

(公式: A 軸承徑向係數 \* 軸承 A 反作用力 + A 軸承軸向係數 \* A 軸承軸向力)

$$P_D = 1949.549 \text{ N (軸承 D 反作用力)}$$

可靠度調整額定壽命：

$$L_{99} = 1200(10^6 \text{ 轉}) \text{ (公式: 可靠度壽命調整係數 * 軸承額定壽命}(10^6 \text{ 轉}))$$

額定動負荷： $C_C = 5.687 \text{ kN} > C_D = 8.638 \text{ kN}$  (公式參考上節)

單就力分析而言，選擇 30302 足矣，為搭配其他零件設計需求，故選用 30305 軸承 →  $C_r=48.5 \text{ kN}$   $Y_A=Y_B=2$   $d=25\text{mm}$

#### 四、蝸輪軸軸承選配驗算

由選配的 30305 軸承，執行兩種驗算，第一種為動負荷驗算，第二種為軸承表面受力驗算。計算式如下：

驗算方法一：

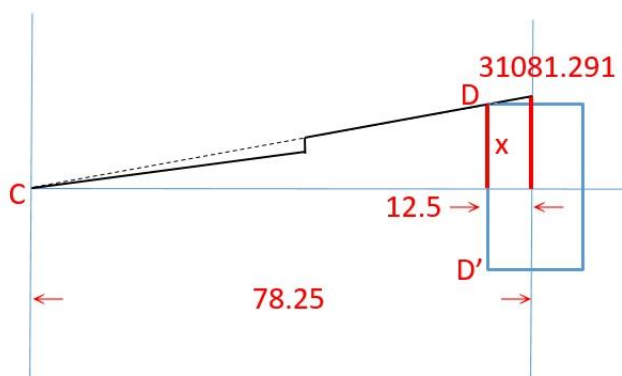
$$P_C = 1286.821 \text{ N}$$

$$P_D = 1949.549 \text{ N}$$

$$C_C = 5701.496 \text{ N} = 5.701 \text{ kN}$$

$$C_D = 8637.831 \text{ N} = 8.637 \text{ kN}$$

驗算方法二：



$$\frac{x}{31081.291} = \frac{65.75}{78.25}$$

$$\rightarrow x = 26116.229$$

→ 軸承 D 的 DD' 面承受 26116.229 N

假設  $N_{sf} = 1.5$        $S_{yt} = 345$

且  $T = 28086.6$        $M_D = 26116.229$

$$d = \left( \frac{32 * 15}{\pi * 345} \sqrt{26116.229^2 + \frac{3}{4} 28086.6^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

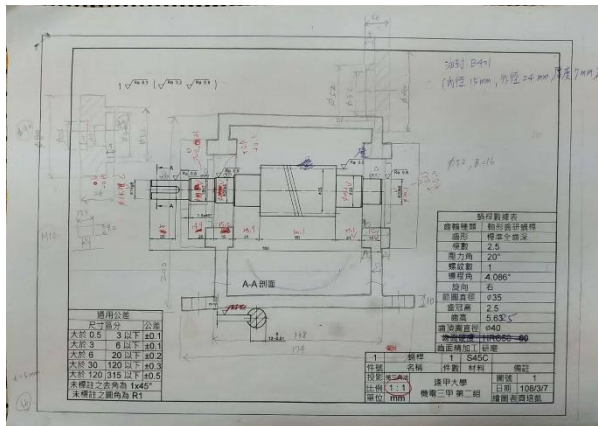
$$\rightarrow d = 11.648 \text{ mm}$$

→ 可承受此力的最小直徑  $d = 11.648 < 25 \text{ mm}$

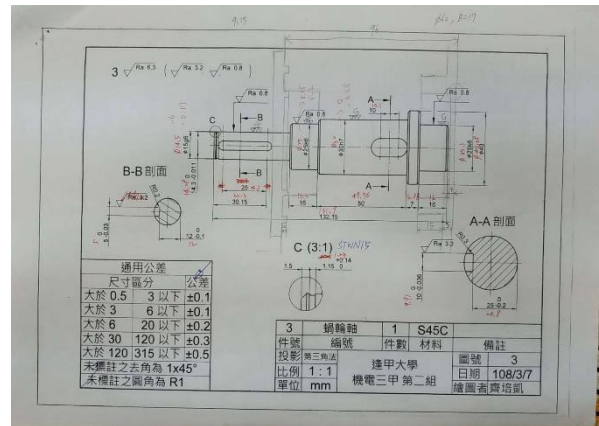
## 陸、外殼設計

### 一、設計理念

外殼設計是以蝸桿蝸輪的裝配圖為出發點，為了能將蝸桿蝸輪裝入減速機外殼，且要搭配軸承及油封等標準零件的裝配，所以先以零件圖去做初步設計，如圖七、圖八所示。

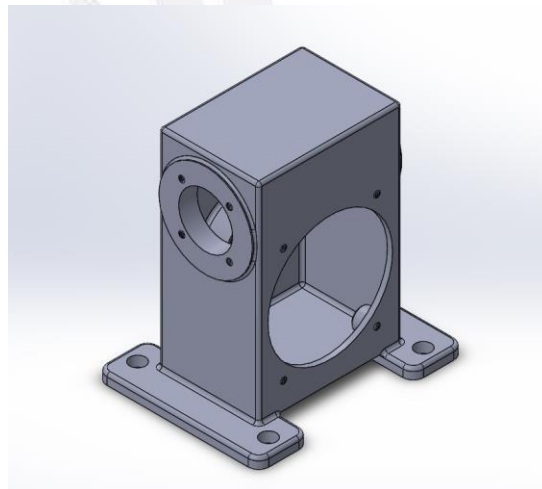


(圖七)



(圖八)

### 1. 減速機外殼：



(圖九)

圖九為設計後的減速機外殼，其材質為 3D 列印中的 ABS。

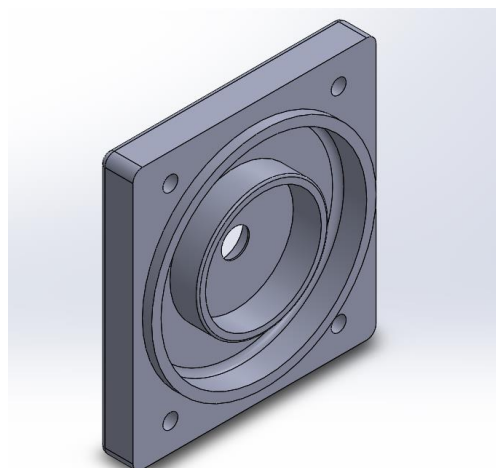
設計為正方形是為了節省耗材以及減少加工上的困難，下方為特意增加的支撐腳架，主要目的為方便和電梯座椅裝配，且可以完整固定。

左右兩邊為方便放置蝸桿及連接馬達的孔洞，且兩邊都有開孔方便拆卸，如果零件有故障方便維修，機動性能高。

前方為裝配蝸輪、蝸輪軸以及小齒輪之孔洞，其後方有特別設計裝配軸承之圓槽，方便固定及增加支撐力。



## 2. 外殼蓋：



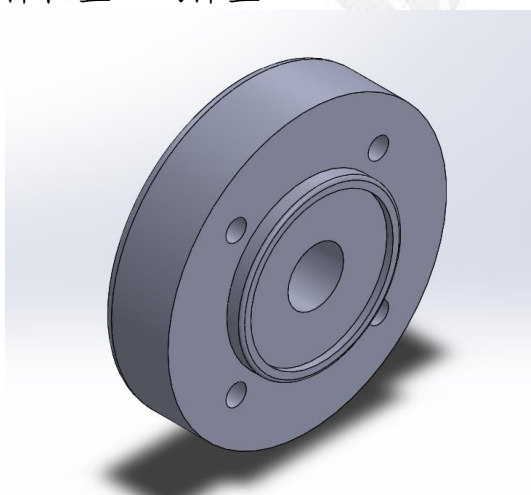
(圖十)

圖十為設計後的外殼蓋，其材質為 3D 列印中的 ABS。

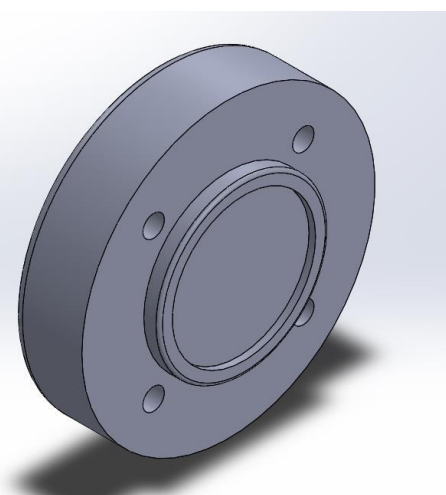
設計為正方形是為了和減速機外殼所搭配，且有在外蓋部分增加放置軸承和油封之圓槽，透過裝配設計，可將蝸輪完整的裝配進減速機外殼。

外殼蓋四個角有設計螺紋孔，其作用為加強固定外殼蓋及外殼之連結，避免蝸桿蝸輪負荷太大，無法支撐。

## 3. 蝸桿軸蓋、蝸桿蓋：



(圖十一)



(圖十二)

圖十一為設計後的蝸桿軸蓋，圖十二為設計後的蝸桿蓋，其材質為 3D 列印中的 ABS。

設計為圓形是為了增加整體外觀之造型曲線，避免整個減速機都因為為方正而有壓迫感，其設計都有增加凹槽方便裝配進外殼及固定軸承，且都有設計螺紋孔，方便裝配螺絲，加強固定。

## 二、標準零件選配

設計完所需的蝸桿蝸輪及減速機外殼後，還必須依照設計去挑選適合的標準零件，例如螺絲、油封等，因為標準零件負責連結零件或是增加支撐力等功能。

1. 軸承：軸承的作用為支撐迴轉或往復運動之軸類，承受作用於軸之負荷及保持軸的中心位置。其目的為減少軸與固定件之間的摩擦損失以增加傳動效率，且適當添加潤滑劑可減低軸承溫度，延長機件壽命。

此專題設計所需要用到軸承的部分為蝸桿、蝸輪，其所需要使用的規格已經在第陸項計算過，透過計算可選擇出最適合的軸承。

2. 平行鍵(雙圓頭)：平行鍵用於連接軸與軸上零件，如齒輪、帶輪、聯軸器等，用於傳遞轉矩和運動，當配合件之間要求作軸向移動時，還可以起導向作用。此專題設計所需要用到平行鍵的部分為，蝸桿與聯軸器之裝配、蝸桿與蝸輪之裝配、蝸輪與小齒輪之裝配，因應每個尺寸不同而有不同的型號。

3. 油封：油封是一般密封件的習慣稱謂，簡單地說就是潤滑油的密封。它是用來封油脂（油是傳動系統中最常見的液體物質，也泛指一般的液體物質之意）的機械元件，它將傳動部件中需要潤滑的部件與出力部件隔離，不至於讓潤滑油滲漏。

此專題設計所需要用到油封的部分為，減速機外殼及蝸桿軸蓋之裝配、減速機外殼及外殼蓋之裝配，因應每個尺寸不同而有不同的型號。

4. C型扣環：其功用主要為扣住軸或內孔避免軸或機件移動防止鬆脫，依照使用位置、方式的不同有不同的扣環選擇。

此專題設計所需要用到扣環的部分為，蝸輪軸與小齒輪之裝配，因為是軸用，所以所選擇的扣環為C型扣環。

5. 六角螺栓：螺栓在機械結構或建築構件中做聯接或緊固之用，固在機械零件中通常歸類為緊固件。

此專題設計所需要用到六角螺栓的部分為減速機外殼及蝸桿軸蓋之裝配、減速機外殼及外殼蓋之裝配。

## 柒、檢驗

### 一、設計尺寸檢驗

檢驗設計尺寸方面都參考機器元件設計中的設計規範。檢驗尺寸如下：

#### 1. 檢查蝸桿節圓直徑：

條件：

$$\frac{\text{中心距}^{0.875}}{2} \leq \text{蝸桿節圓直徑} \leq \frac{\text{中心距}^{0.875}}{1.07}$$

檢驗：中心距=67.5 mm，蝸桿節圓直徑=35 mm

$$19.93475055 \leq 35 \leq 37.26121598$$

符合

#### 2. 檢查蝸輪面寬：

條件：齒面寬 $\leq 0.667 \times$ 蝸桿節圓直徑

檢驗：蝸桿節圓直徑=35 mm，齒面寬=20 mm

$$20 \leq 23.345$$

符合

#### 3. 檢查小齒輪與齒條是否發生干涉：

條件：

小齒輪與齒條不會發生干涉的最小齒數	
與齒條嚙合的小齒輪	小齒輪的最小齒數
14.5°漸開線且為全齒深	32
20°漸開線且為全齒深	18
20°漸開線且為短齒	14

檢驗：20°漸開線且為全齒深，齒數：20

符合

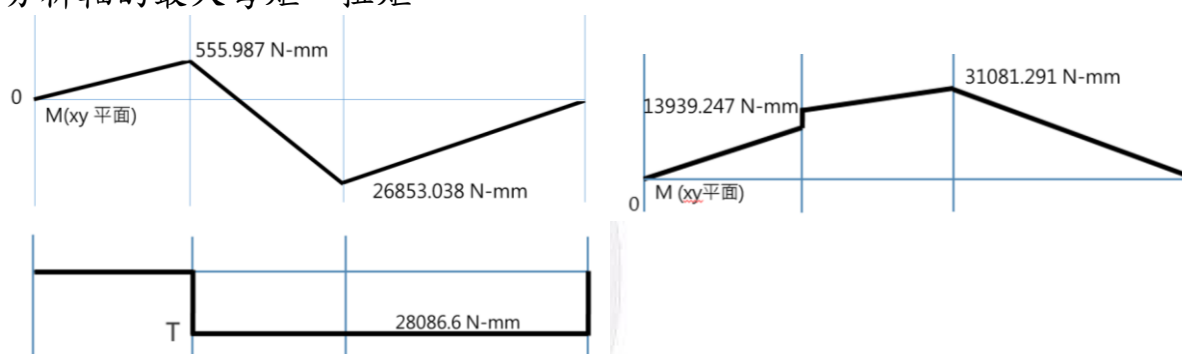
#### 4. 蝸輪軸徑檢驗：

蝸輪軸靜負荷採用畸變能理論檢驗。公式如下：

$$\text{軸徑} = \left[ \frac{32 * \text{安全係數}}{\pi * \text{降伏強度}} \sqrt{(\text{彎矩})^2 + \frac{3}{4}(\text{扭矩})^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

軸材質為 S45C(正常化)，其機械性質為  
安全係數= 2，降伏強度= 345 MPa

分析軸的最大彎矩、扭矩：



由彎矩圖知蝸輪軸最大受力面為 D，其承受彎矩為：

$$\sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{yz})^2} = 41074.716 \text{ N-mm}$$

其承受扭矩為：28086.6N-mm

將數值代回，得計算軸徑為 13.258mm。

則設計軸徑 15 mm 為安全設計。

符合

### 5. 蝸桿蝸輪效率檢驗：

透過已知條件分析蝸桿蝸輪效率。公式如下：

$$\text{效率} = \frac{\cos(\text{齒直角壓力角}) - \text{摩擦係數} * \tan(\text{導程角})}{\cos(\text{齒直角壓力角}) + \text{摩擦係數} * \cot(\text{導程角})}$$

得出來的效率為：73.34%

### 6. 蝸桿蝸輪強度檢驗：

使用 ANSI/AGMA 6034B92 提供蝸輪的額定切線力公式如下：

$$\text{額定切線力} = \frac{\text{材質係數} * \text{節圓直徑}^{0.8} * \text{面寬} * \text{減速比修正係數} * \text{速度修正係數}}{75.948}$$

其中：

材質係數 = 1000 (製造過程為離心鑄造，且節圓直徑 ≤ 625 mm)

節圓直徑 = 100.256 mm

面寬 = 20 mm

減速比修正係數 = 0.814 (減速比 = 40)

速度修正係數 = 0.031 (滑動速度 = 3.684)

(減速比修正係數及速度修正係數公式參閱附錄)

透過公式所求出來的額定切線力 = 2645.291 N

而蝸輪切向力 = 560.297 N

蝸輪切向力 < 額定切線力，為安全設計。

符合

## 7. 小齒輪強度檢驗：

採用 Lewis 彎應力做計算，計算公式如下：

$$\text{Lewis 彎應力} = \frac{\text{切線力}}{\text{模數} * \text{面寬} * \text{Lewis 外型係數}}$$

其中：

小齒輪切線力 = 1276.66 N

小齒輪模數 = 2

小齒輪面寬 = 30 mm

Lewis 外型係數 = 0.0320 (小齒輪齒數為 20 齒)

透過公式所求出來的 Lewis 彎應力 = 66.493 MPa

小齒輪承受彎應力應低於齒輪材質實際的彎曲強度，根據彎應力需求，計算齒輪的容許彎曲強度。

$$\text{容許彎曲強度} \geq \frac{\text{安全係數} * \text{溫度係數} * \text{可靠度修正係數} * \text{承受彎應力}}{\text{彎曲循環週期係數}}$$

其中：

安全係數 = 1.0

溫度係數 = 1.0 (運轉溫度維持在 0°C~120°C 之間)

可靠度修正係數 = 1.25 (可靠度 99.9%)

彎曲循環週期係數 = 0.9979 (設計壽命 = 10,000 小時)

彎曲循環週期係數公式參閱附錄。

透過公式所求結果為：容許彎曲強度  $\geq$  83.2912 MPa

小齒輪材質選用 S45C

其降伏強度 = 343.231 MPa  $\geq$  83.2912 MPa，為安全設計。

符合

## 二、設計規格檢驗

這部分會檢驗我們所設計的各個條件是否符合一開始所規定的設計規格。檢驗方式如下：

1. 速度：6m/min (10%, 忽略加減速)

馬達速度 2000rpm:

速度單位轉換： $2000 \text{ rev/min} * 2\pi \text{ red/rev} * \text{min}/60\text{s}=209.44 \text{ rad/s}$

(等同蝸桿 $\omega$ )

透過減速比減速： $209.44 \text{ rad/s} * 1/40=5.236 \text{ rad/s}$

(等同蝸輪軸、小齒輪 $\omega$ )

算出符合的小齒輪半徑： $100 \text{ mm/s} * \text{s}/5.236\text{rad}=19.1 \text{ mm}$

(取小齒輪半徑 20 mm)

算出速度： $20 \text{ mm} * 5.236 \text{ rad/s}=104.72 \text{ mm/s}$

規格制訂速度轉換： $6 \text{ m/min} * 1000 \text{ mm/m} * \text{min}/60\text{s}=100\text{mm/s}$

得出 $\pm 10\%$  速度範圍： $90 \leq 104.72 \leq 110 \text{ (mm/s)}$

符合

2. 載重：1200 N (120 kg)

小齒輪切線力： $\text{蝸輪扭矩}/\text{小齒輪半徑} = 28086.5674 \text{ N-mm}/20 \text{ mm}=1404.33 \text{ N}$

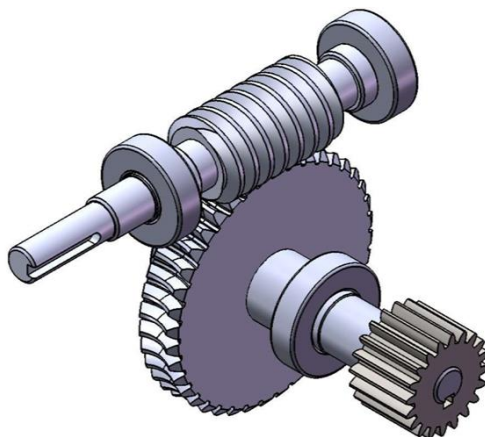
設樓梯角度  $\theta=30^\circ$

小齒輪負載： $\text{小齒輪切線力}/\text{Sin}(\theta)=1404.33/\text{Sin}(30^\circ)=2808.66 \text{ N}$

得出： $2808.66 \text{ N} > 1200 \text{ N}$

符合

3. 軸向: 入力軸面對自己，出力軸在右方。

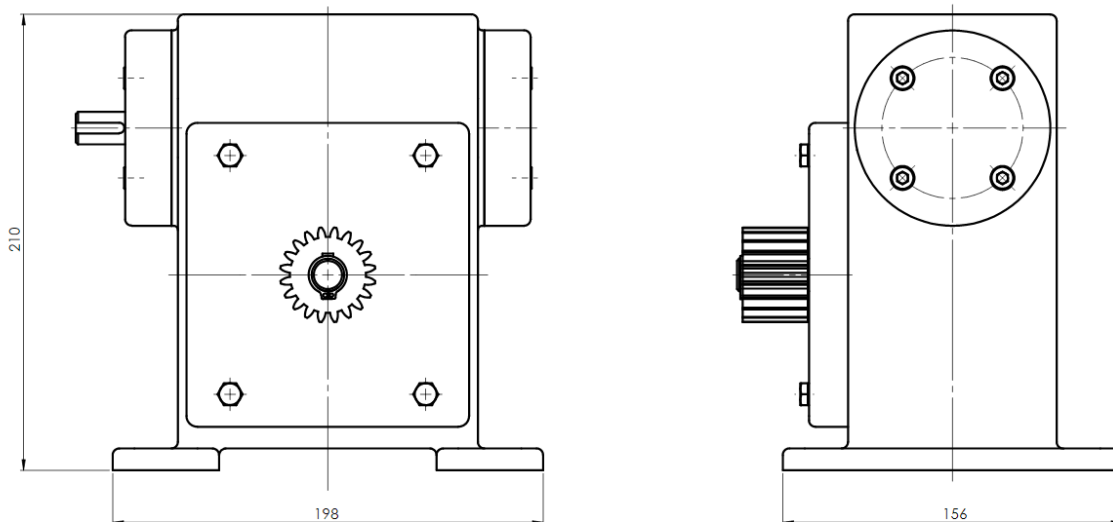


(圖十三)

圖十三為蝸桿蝸輪配置圖。

符合

4. 減速機及其傳動機構寬度: 小於 200 mm



(圖十四)

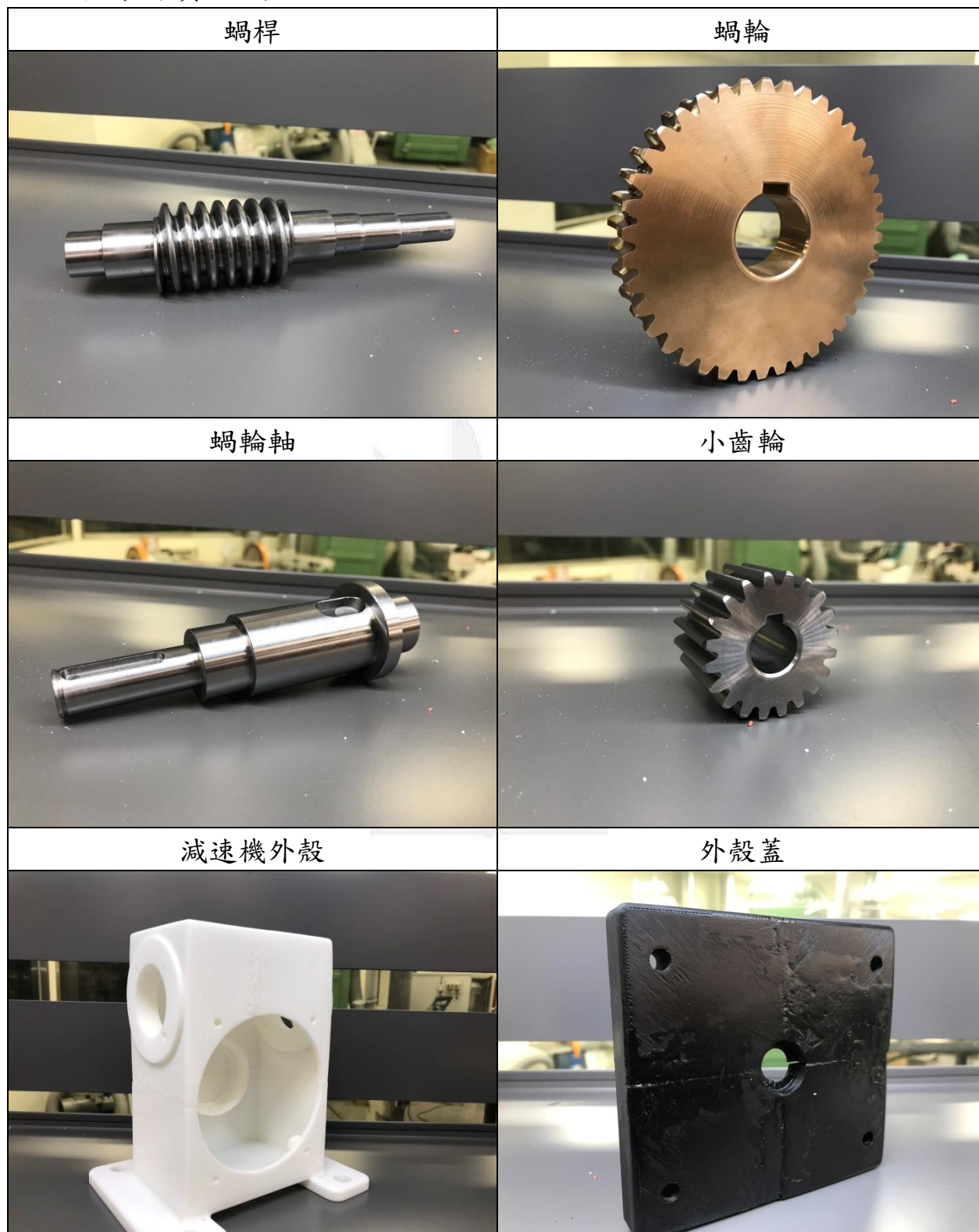
透過圖十四得知機構加上後長寬高為 198x156x210 mm。

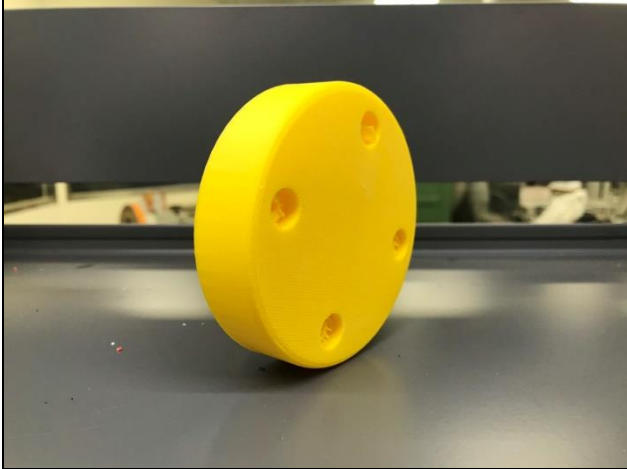
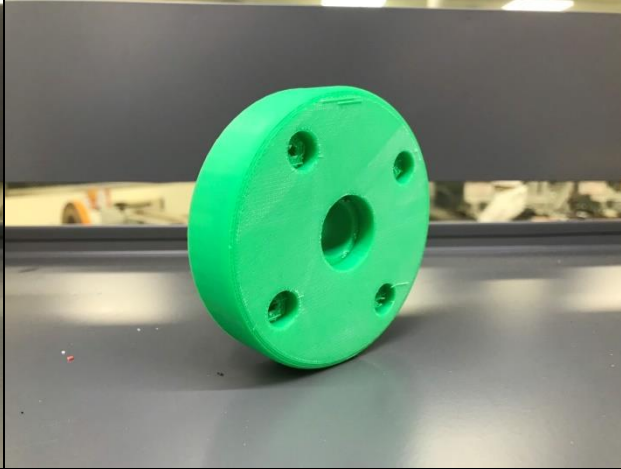

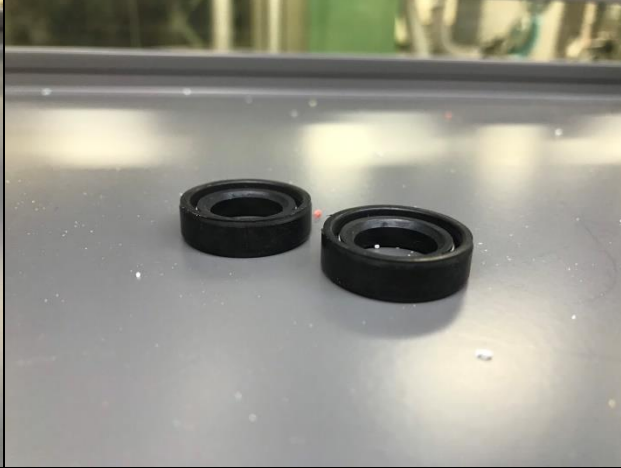
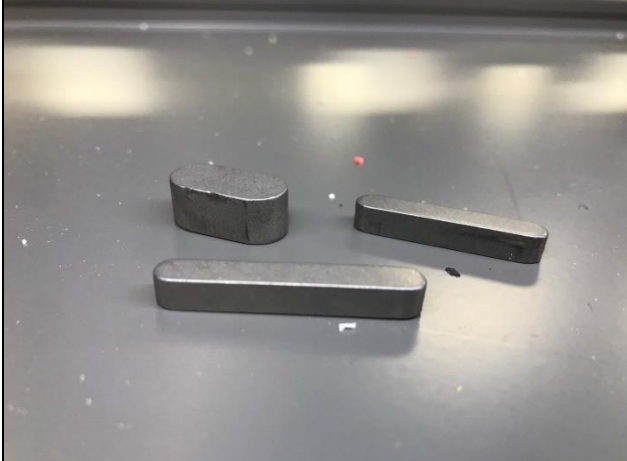

符合



## 捌、裝配

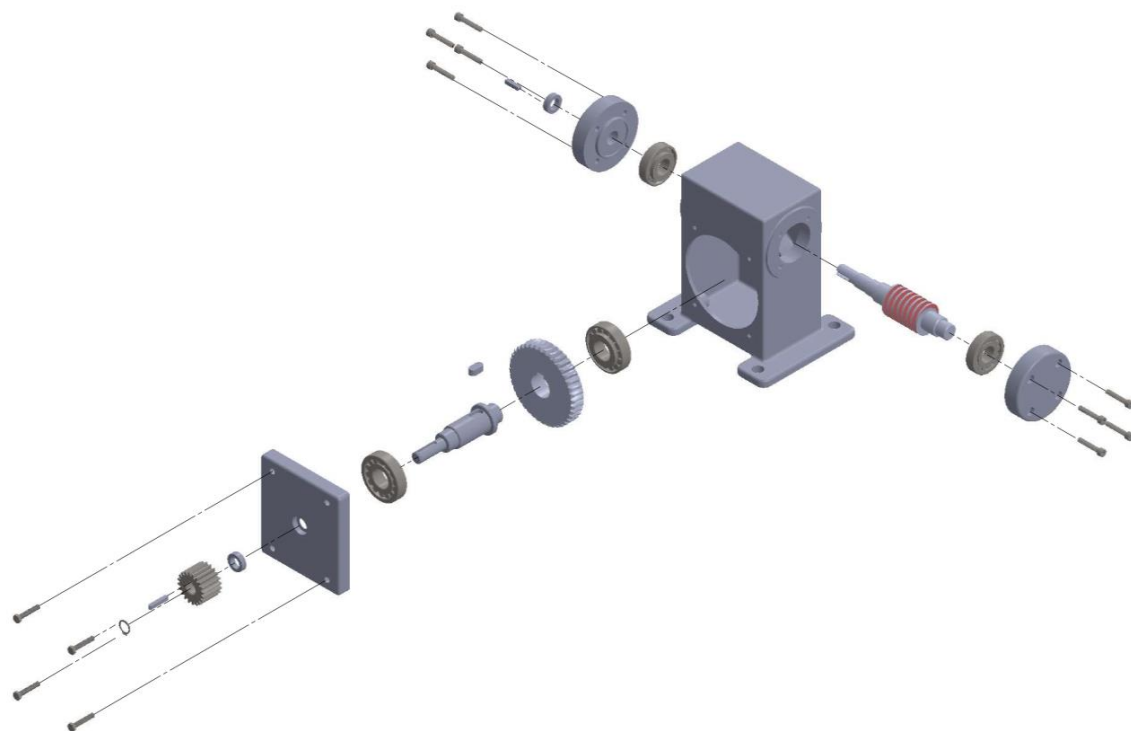
### 一、各零件實體圖



<p>蝸桿蓋</p>	<p>蝸桿軸蓋</p>
	
<p>圓錐滾子軸承</p>	<p>油封</p>
	
<p>平行鍵(雙圓頭)</p>	<p>C型扣環</p>
	

## 二、裝配過程

裝配順序我們是依照我們所設計的爆炸圖去裝配的，如圖十五所示。



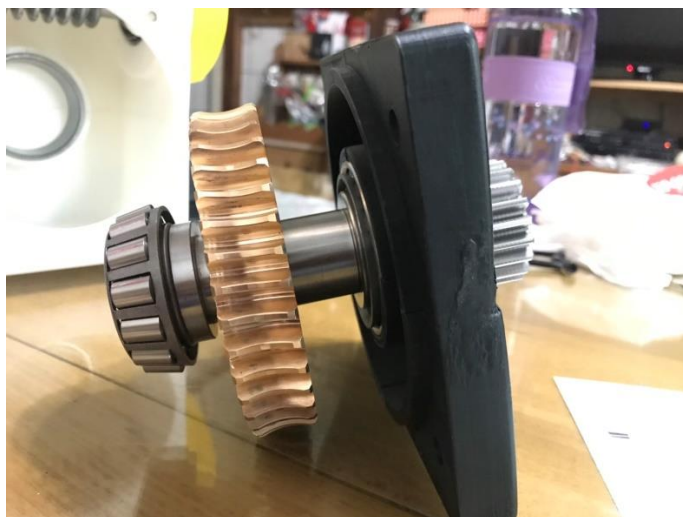
(圖十五)

在進行裝配時，因為軸和軸承或是蝸桿和蝸輪都是屬於緊配，無法徒手裝配，都要透過壓床或是千斤頂等機器裝配。如圖十六所示。



(圖十六)

將所需要用千斤頂裝配之零件組裝好之後，就可以將其裝入外殼當中，如圖十七所示，將整體完成後，即完成了蝸桿蝸輪減速機，如圖十八所示。

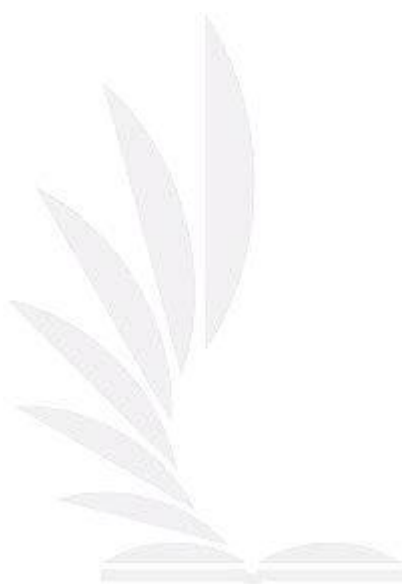


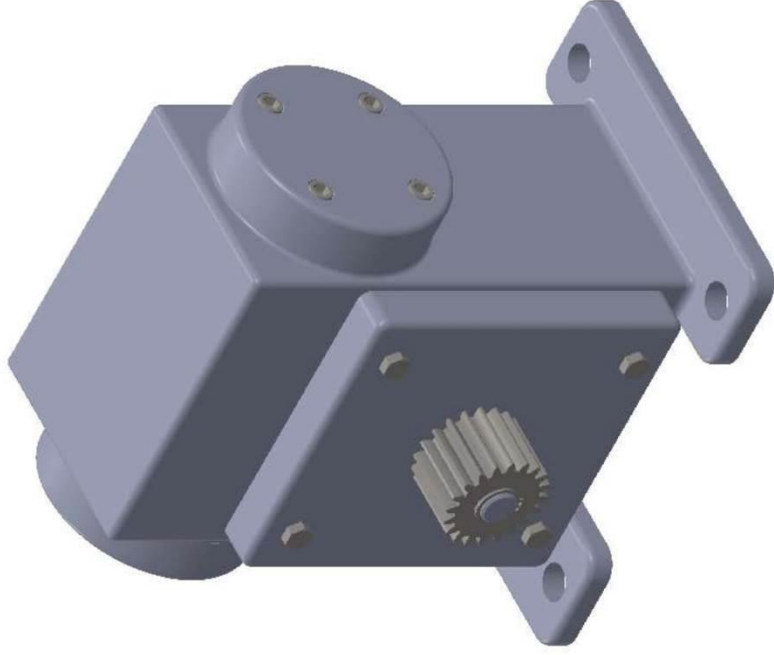
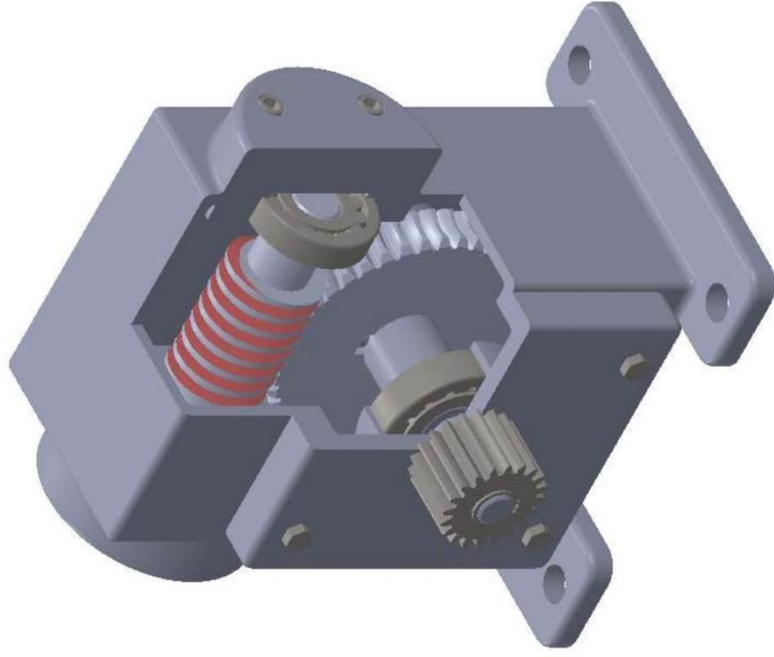
(圖十七)



(圖十八)

## 玖、工程圖





投影法  
第三角法

比例  
1:2

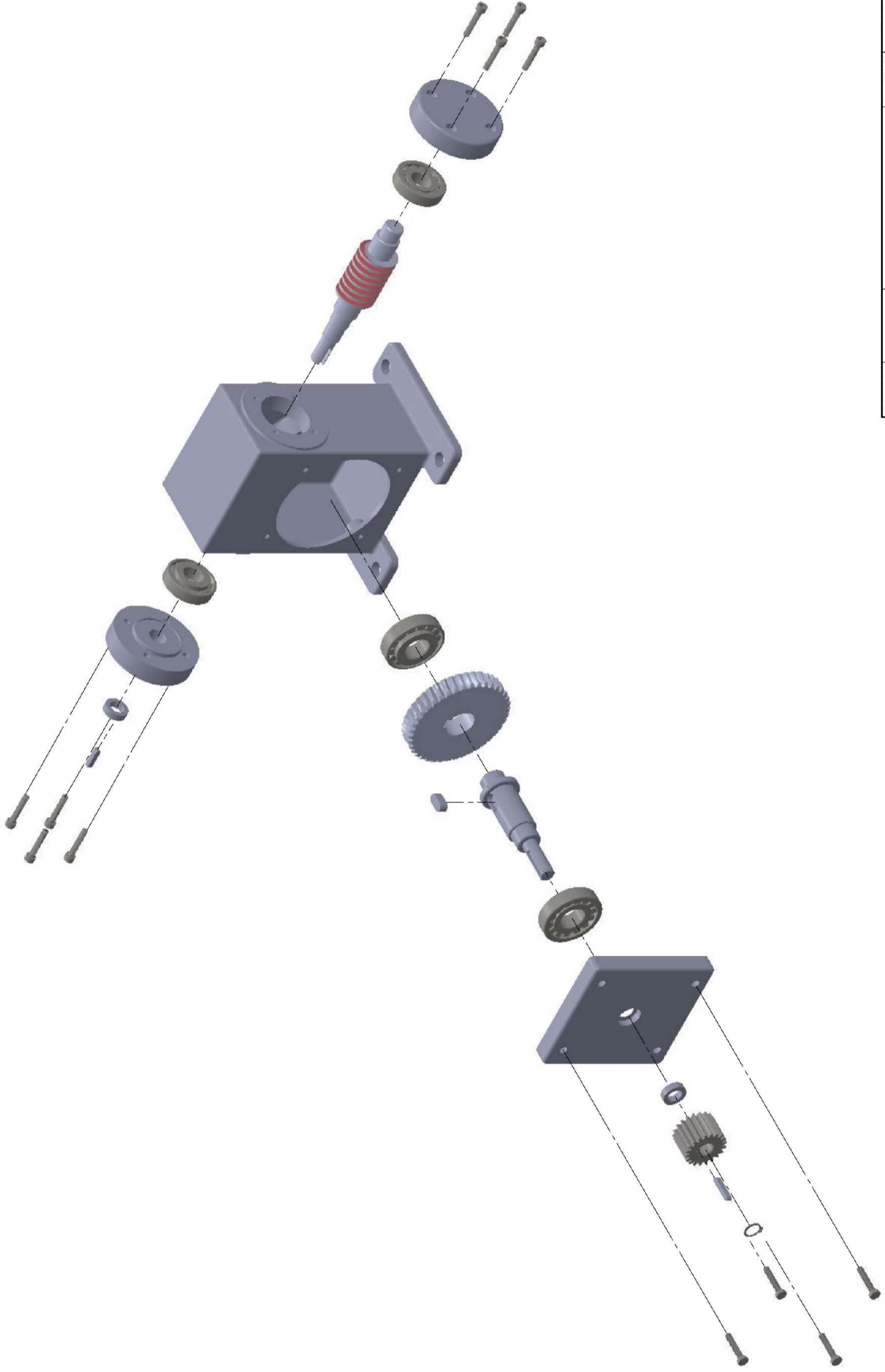
單位  
mm

逢甲大學  
機電三甲  
第二組

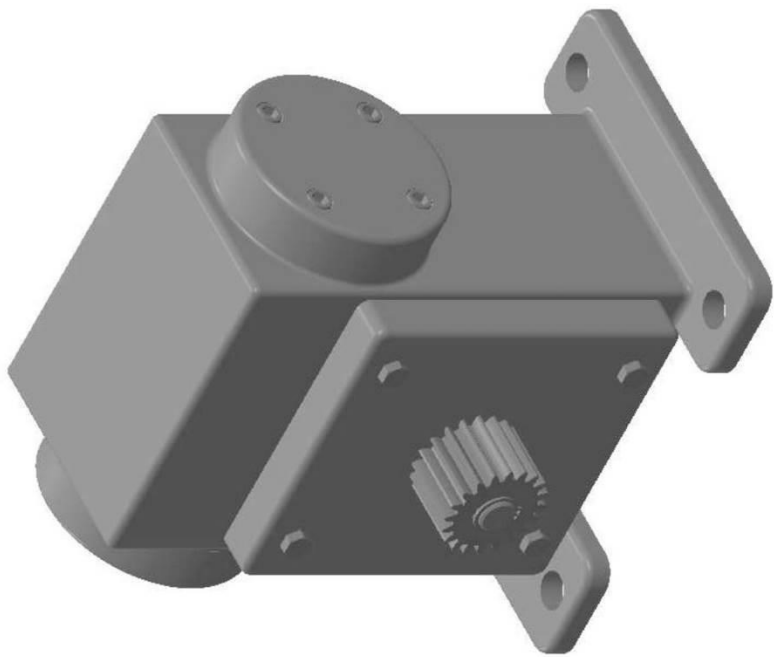
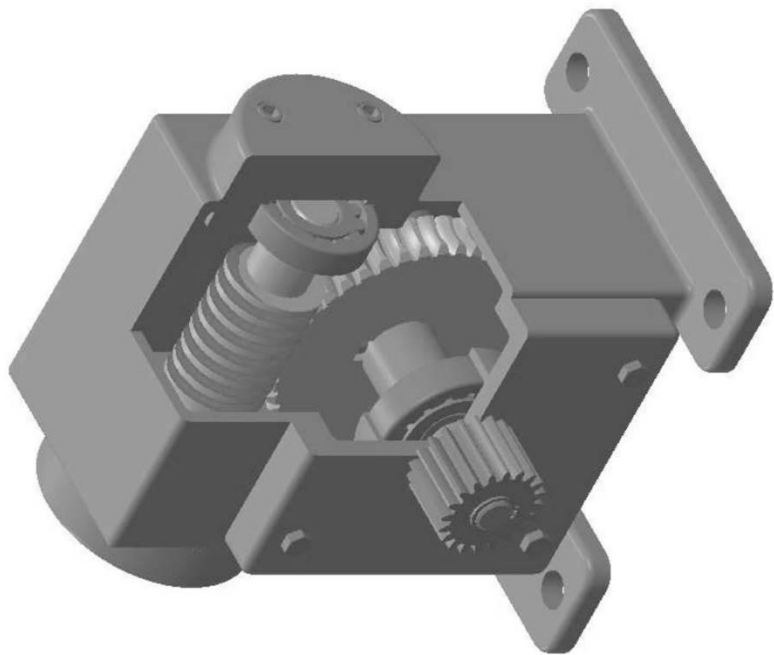
圖號  
01

日期  
108/4/21

繪圖者  
賴均止

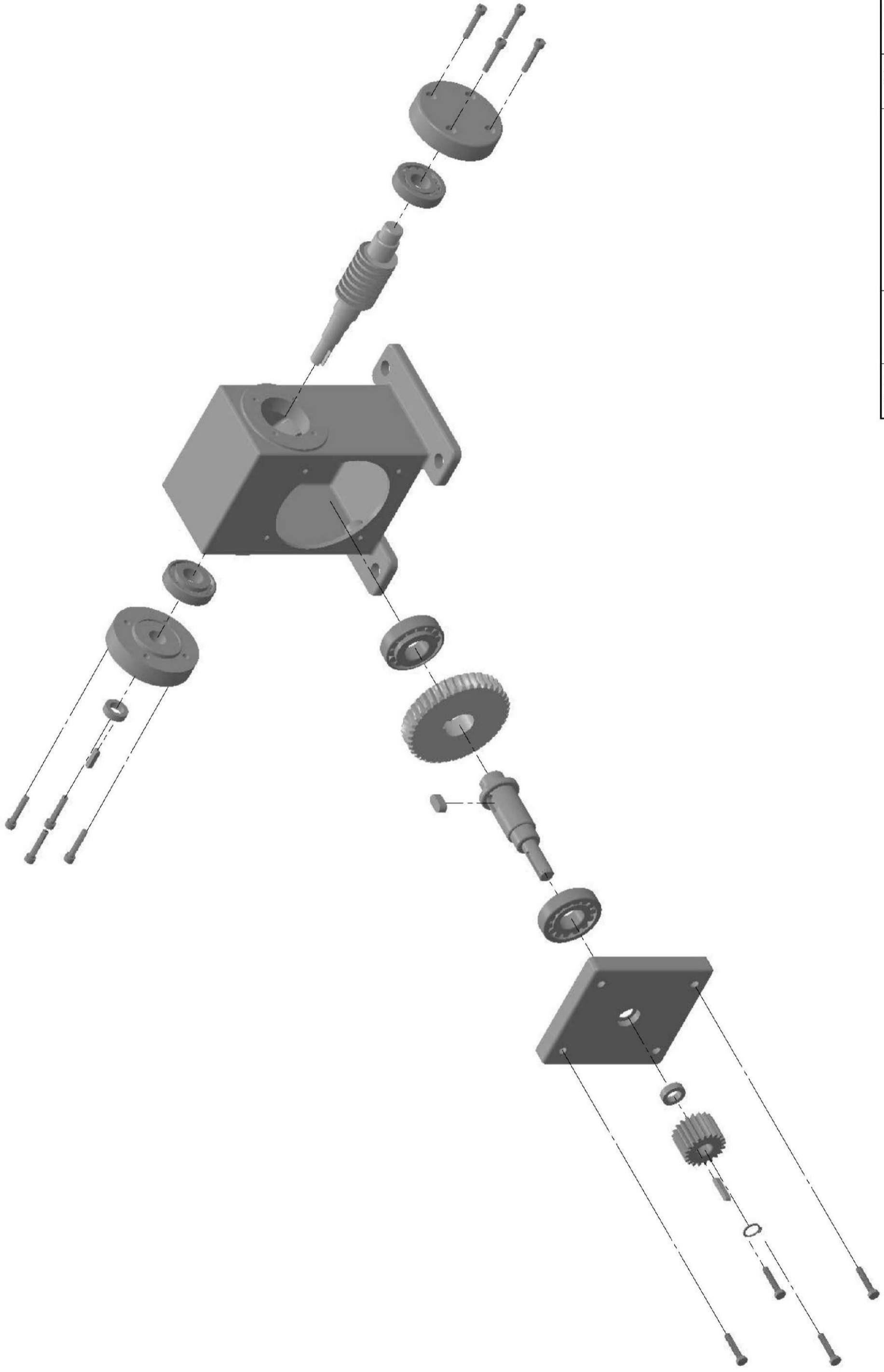


投影第三角法	圖號	02
比例 1:3.5	日期	108/4/28
單位 mm	繪圖者	賴昀沚
逢甲大學 機電三甲 第二組		



投影法	第三角法	圖號	01
比例	1:2	日期	108/4/21
單位	mm	繪圖者	賴均沚
逢甲大學 機電三甲 第二組			





投影第三角法

比例 1:3.5

單位 mm

逢甲大學  
機電三甲 第二組

圖號

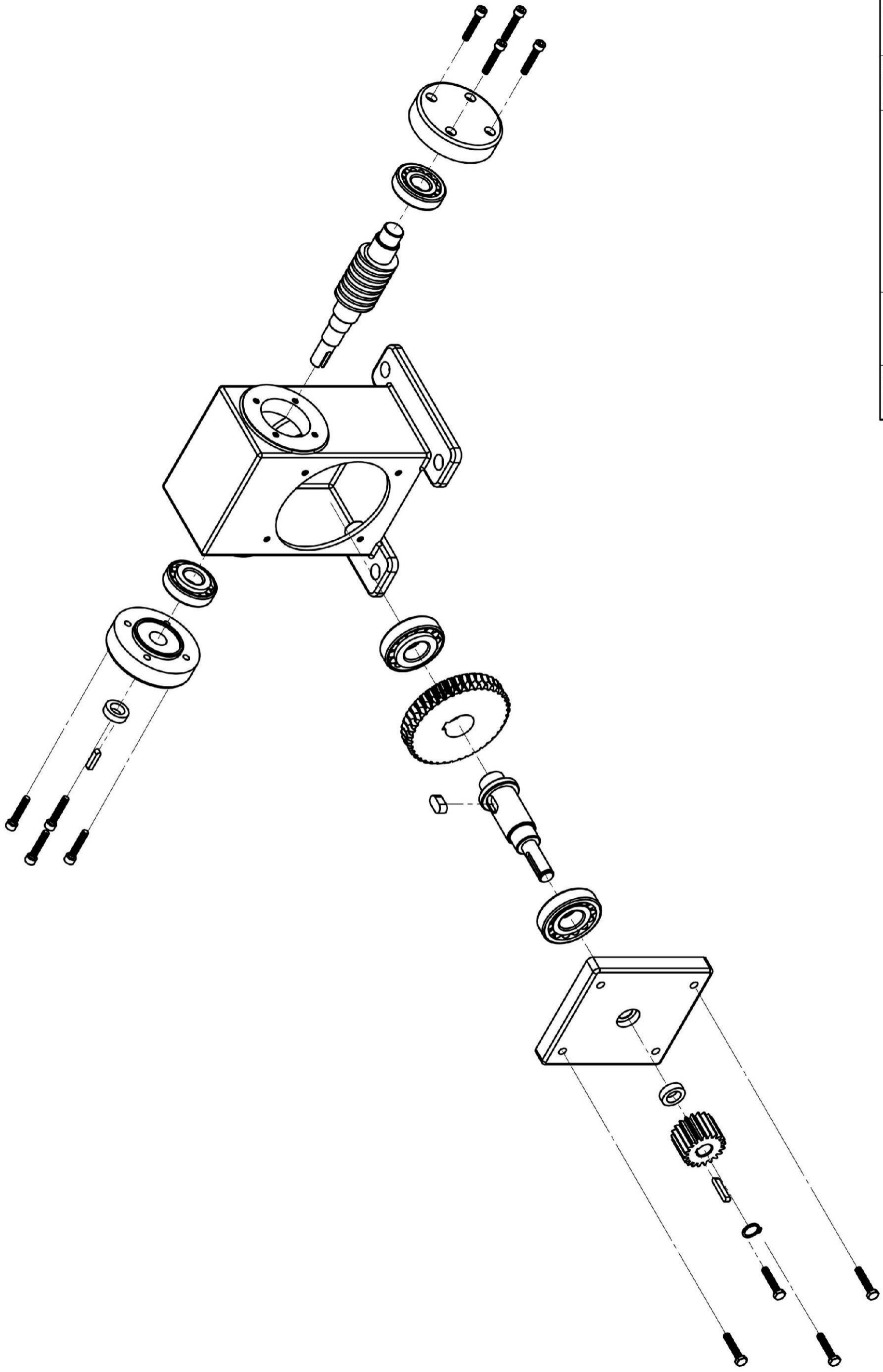
日期

繪圖者

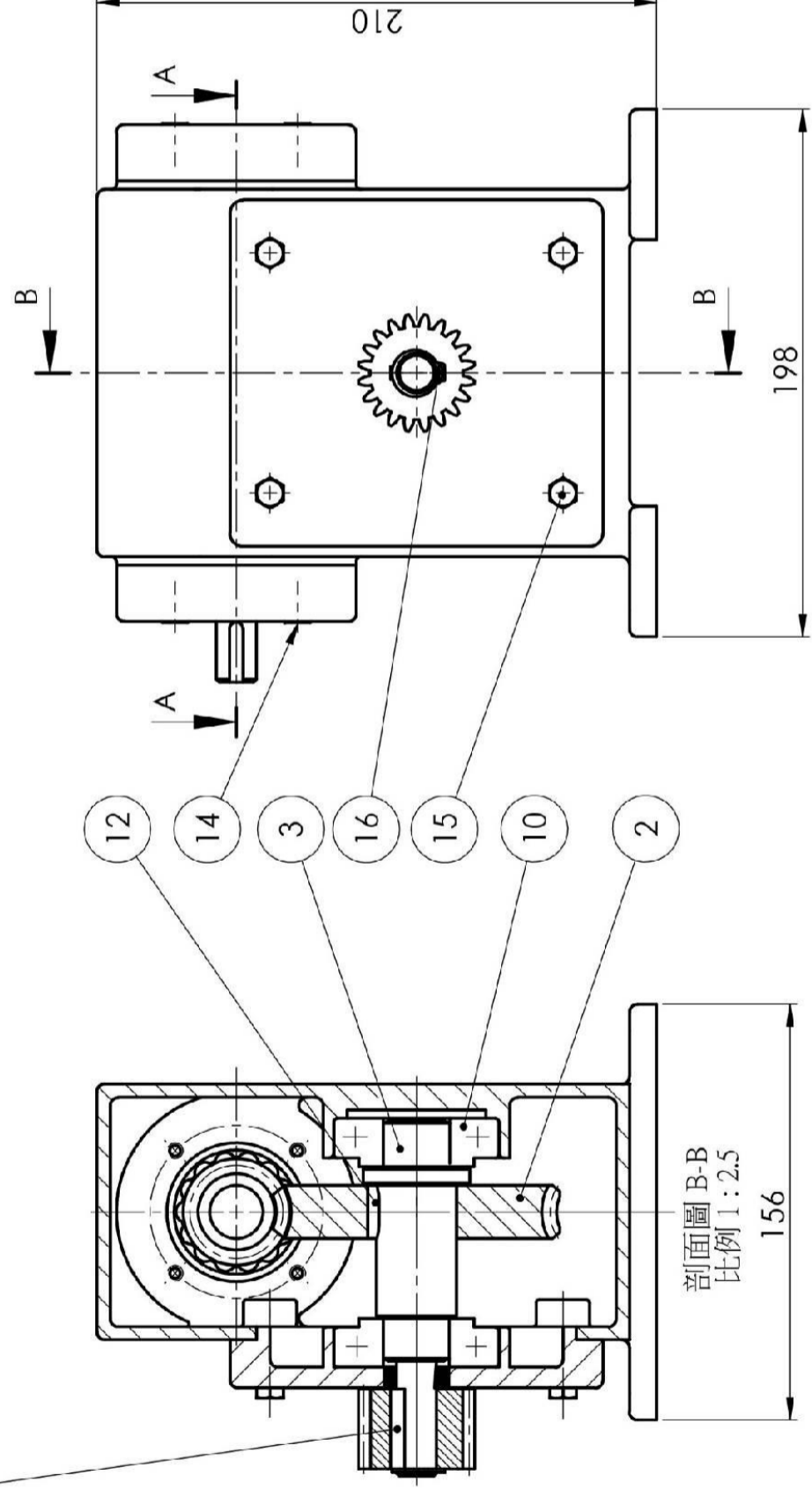
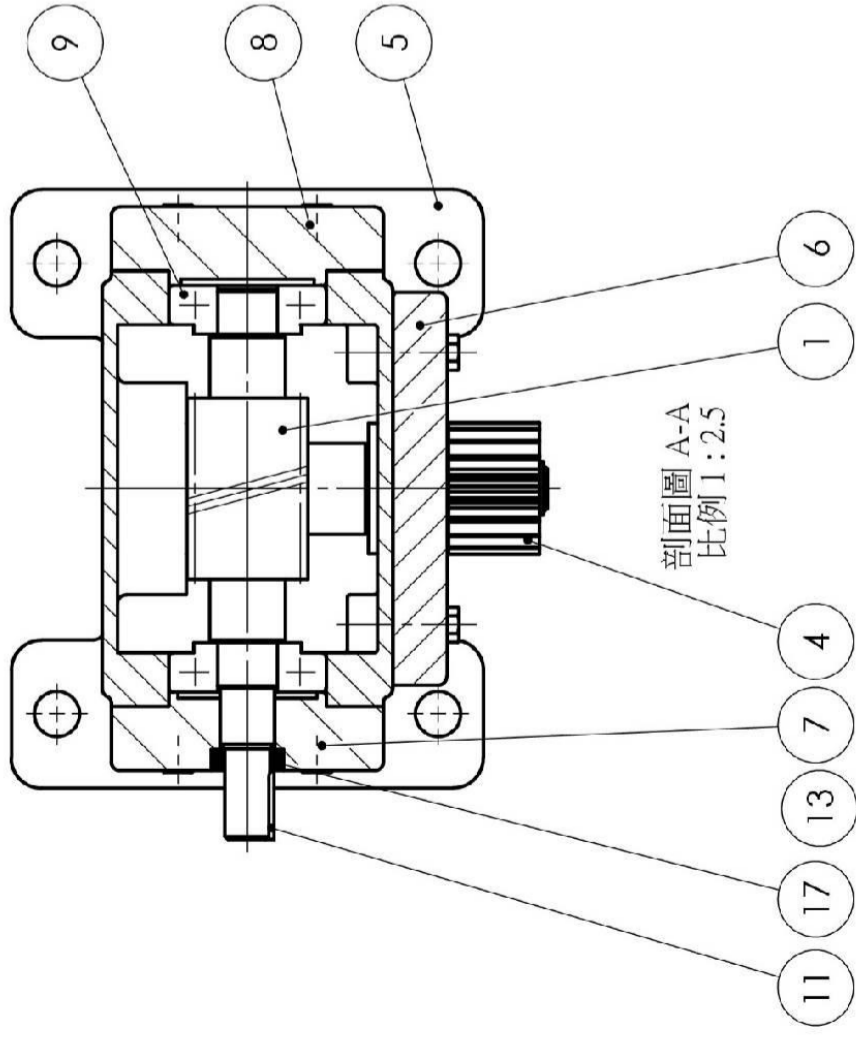
02

108/4/28

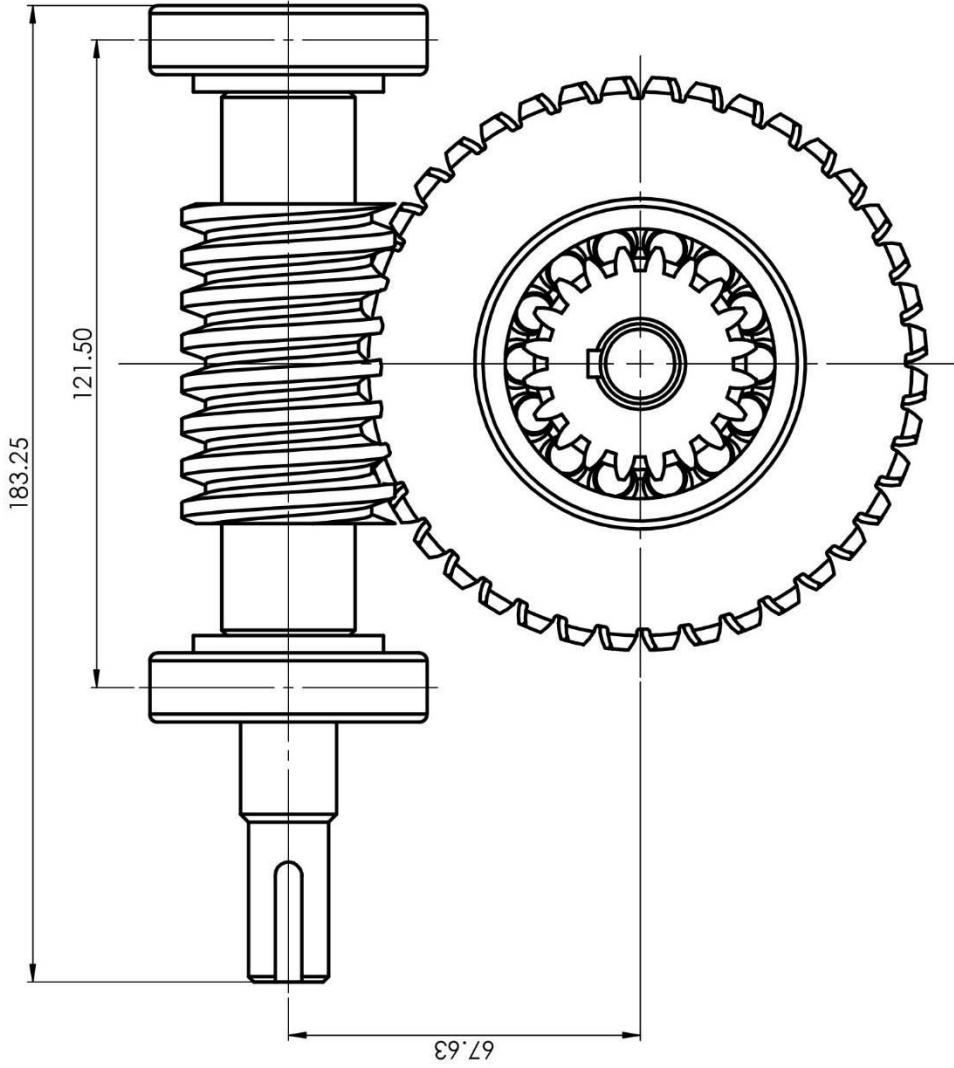
賴昀沚



投影法	第三角法	圖號	02
比例	1:3.5	日期	108/4/28
單位	mm	繪圖者	賴昀沚
逢甲大學 機電三甲 第二組			

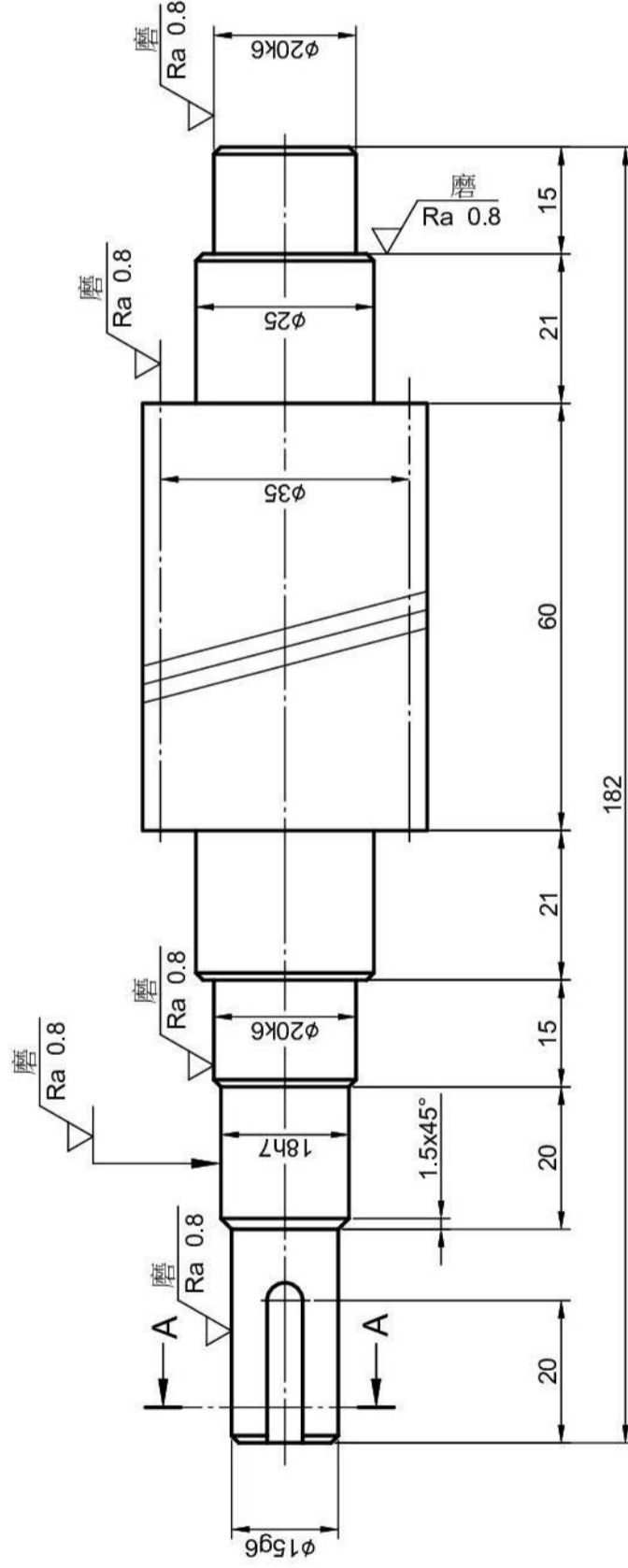


17	油封	2	B401
16	扣環	1	STWN15
15	六角螺絲	4	M6x33長
14	六角承窩頭螺絲	8	M6x34長
13	鍵	1	5x5x35
12	鍵	1	10x8x20
11	鍵	1	5x5x30
10	圓錐滾子軸承	2	軸承30305
9	圓錐滾子軸承	2	軸承30304
8	蝸桿軸蓋	1	ABS
7	蝸桿蓋	1	ABS
6	外殼蓋	1	ABS
5	減速機外殼	1	ABS
4	小齒輪	1	S45C
3	蝸輪軸	1	S45C
2	蝸輪	1	鋁青銅
1	蝸桿	1	S45C
件號	零件名稱	數量	材質
投影第三角法	逢甲大學 機電三甲 第二組	圖號	04
比例 1:2.5	日期	108/4/23	
單位 mm	繪圖者	賴昀沚	

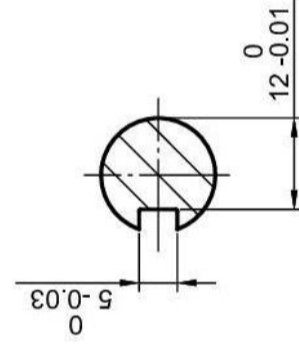


投影法	第三角法	圖號	03
比例	1:1	日期	108/4/21
單位	mm	繪圖者	賴昀沚
		組名	逢甲大學 機電三甲 第二組

1  $\sqrt{\text{Ra } 6.3}$  (  $\sqrt{\text{Ra } 0.8}$  )



A-A 剖面

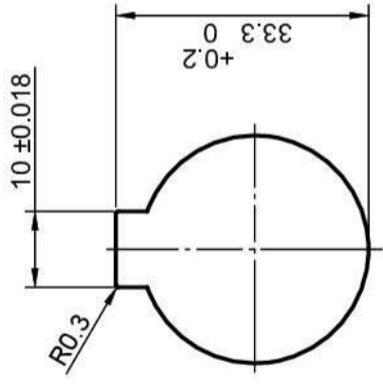
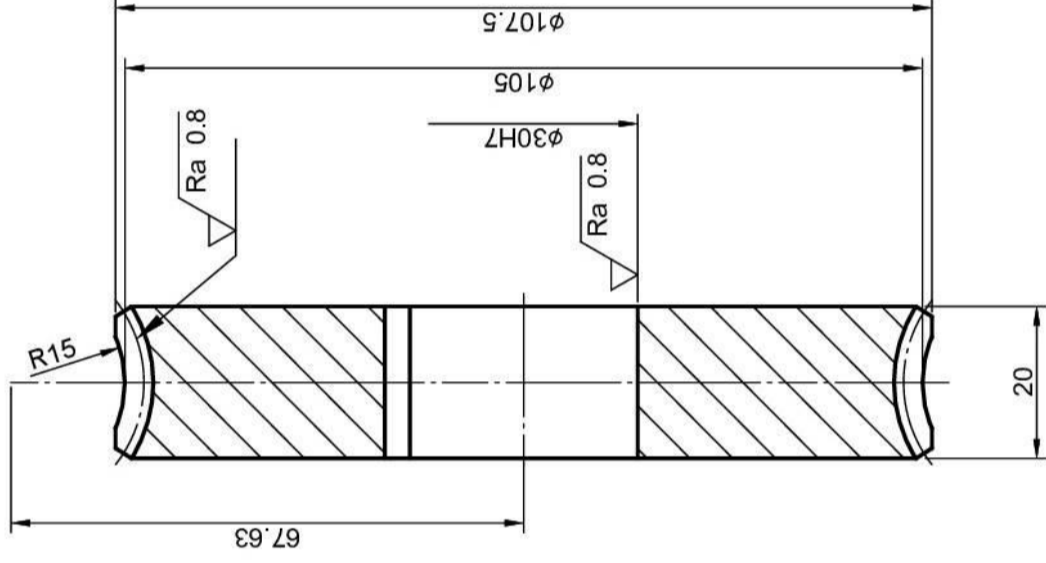


通用公差		
尺寸區分	公差	
大於 0.5	3 以下	$\pm 0.1$
大於 3	6 以下	$\pm 0.1$
大於 6	20 以下	$\pm 0.2$
大於 30	120 以下	$\pm 0.3$
大於 120	315 以下	$\pm 0.5$
未標註之去角為 $1 \times 45^\circ$		
未標註之圓角為 R1		

齒輪種類	軸形齒研蝸桿
齒形	標準全齒深
模數	2.5
壓力角	$20^\circ$
螺紋數	1
導程角	$4.086^\circ$
旋向	右
節圓直徑	$\phi 35$
齒冠高	2.5
齒高	5.625
齒頂圓直徑	$\phi 40$
齒面精加工	研磨

1	蝸桿	1	S45C		
件號	名稱	件數	材料	備註	
投影	第三角法				
比例	1:1				
單位	mm				
逢甲大學					
機電三甲 第二組					
		圖號	1	日期	108/3/7
		繪圖者	齊培凱		

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



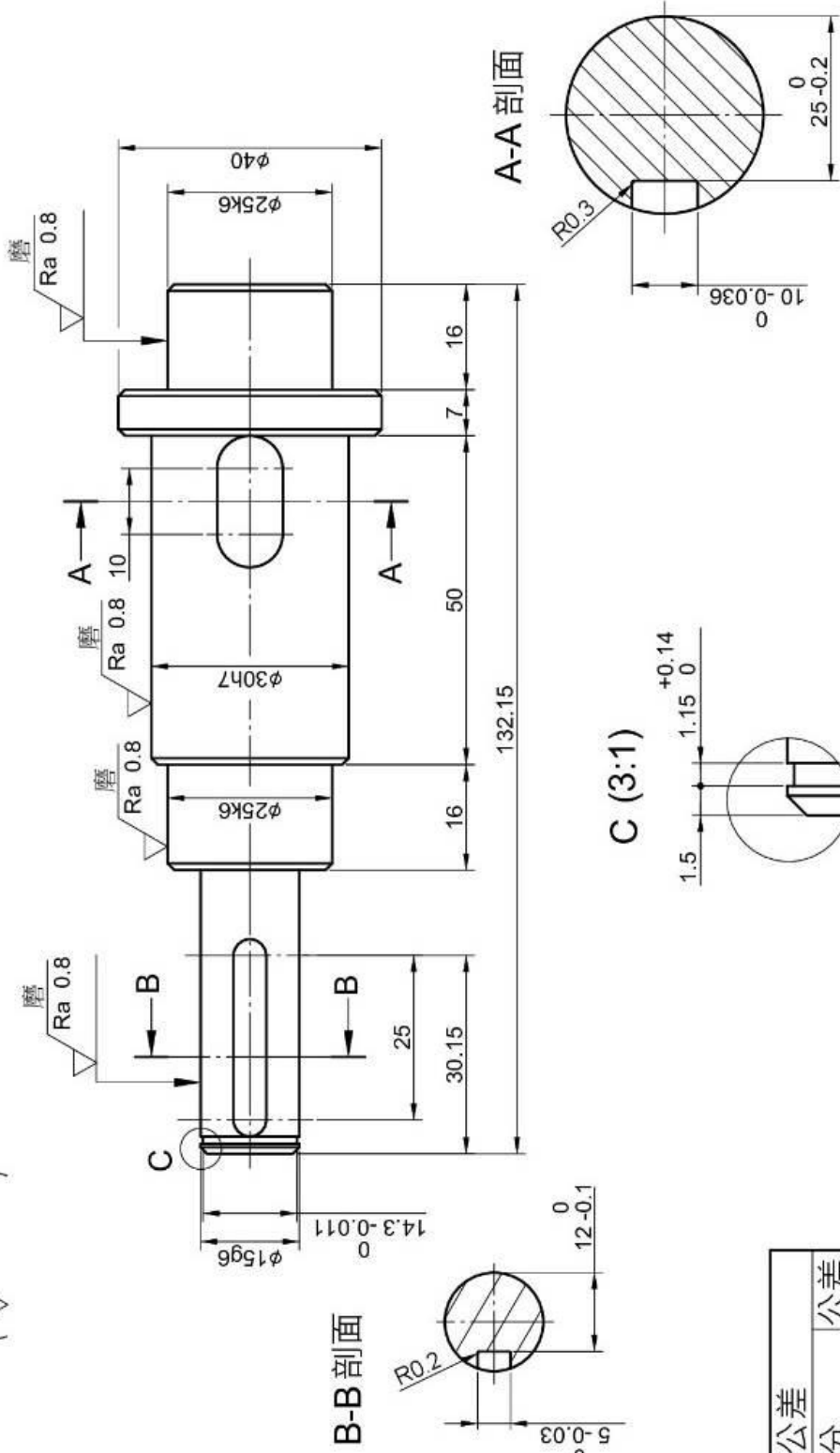
蝸輪數據表

齒輪基準斷面	軸形齒研蝸桿
齒形	標準全齒深齒
模數	2.5
壓力角	20°
齒數	40
螺旋角	4.086°
旋向	右
節圓直徑	φ100.256
齒冠高	2.5
齒高	5.63
齒隙	0.14~0.27
配合螺紋數	1
齒面精加工	切削

2	蝸輪	1	鋁青銅	
件號	名稱	件數	材料	備註
投影	第三角法			
比例	1:1			
單位	mm			
逢甲大學				
機電三甲 第二組				
	圖號	2		
	日期	108/3/7		
	繪圖者	齊培凱		

通用公差		公差
尺寸區分		
大於 0.5	3 以下	±0.1
大於 3	6 以下	±0.1
大於 6	20 以下	±0.2
大於 30	120 以下	±0.3
大於 120	315 以下	±0.5
未標註之去角為 1x45°		
未標註之圓角為 R1		

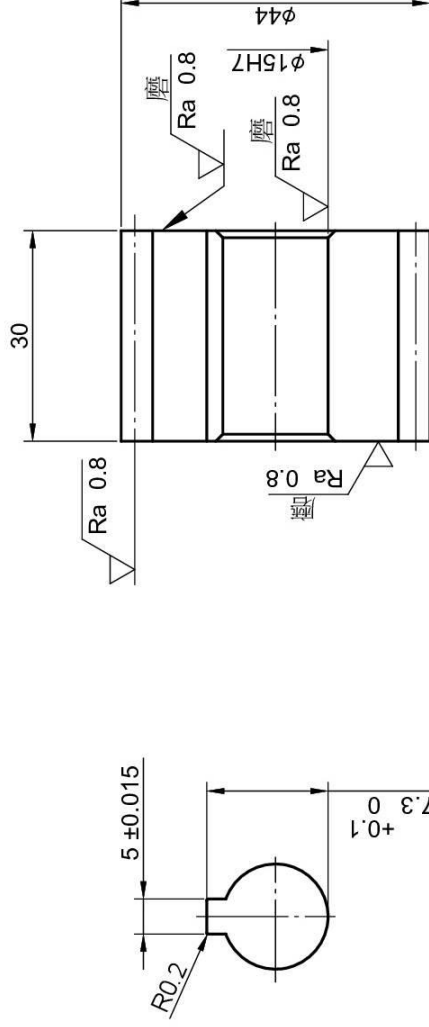
3  $\sqrt{\text{Ra } 6.3}$  (  $\sqrt{\text{Ra } 0.8}$  )



通用公差	
尺寸區分	公差
大於 0.5	3 以下 $\pm 0.1$
大於 3	6 以下 $\pm 0.1$
大於 6	20 以下 $\pm 0.2$
大於 30	120 以下 $\pm 0.3$
大於 120	315 以下 $\pm 0.5$
未標註之去角為 $1 \times 45^\circ$	
未標註之圓角為 R1	

3	蝸輪軸	1	S45C	
件號	編號	件數	材料	備註
投影第三角法	逢甲大學			圖號 3
比例 1:1	機電三甲 第二組			日期 108/3/7
單位 mm				繪圖者 齊培凱

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



正齒輪數據表

齒形	標準全齒深
模數	2
壓力角	20°
齒數	20
節圓直徑	φ40
齒冠高	2
齒高	4.5
齒頂圓直徑	φ44
齒面精加工	切削

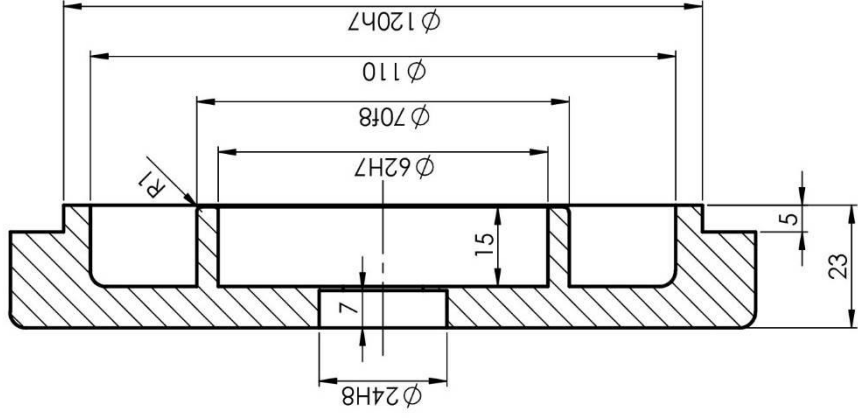
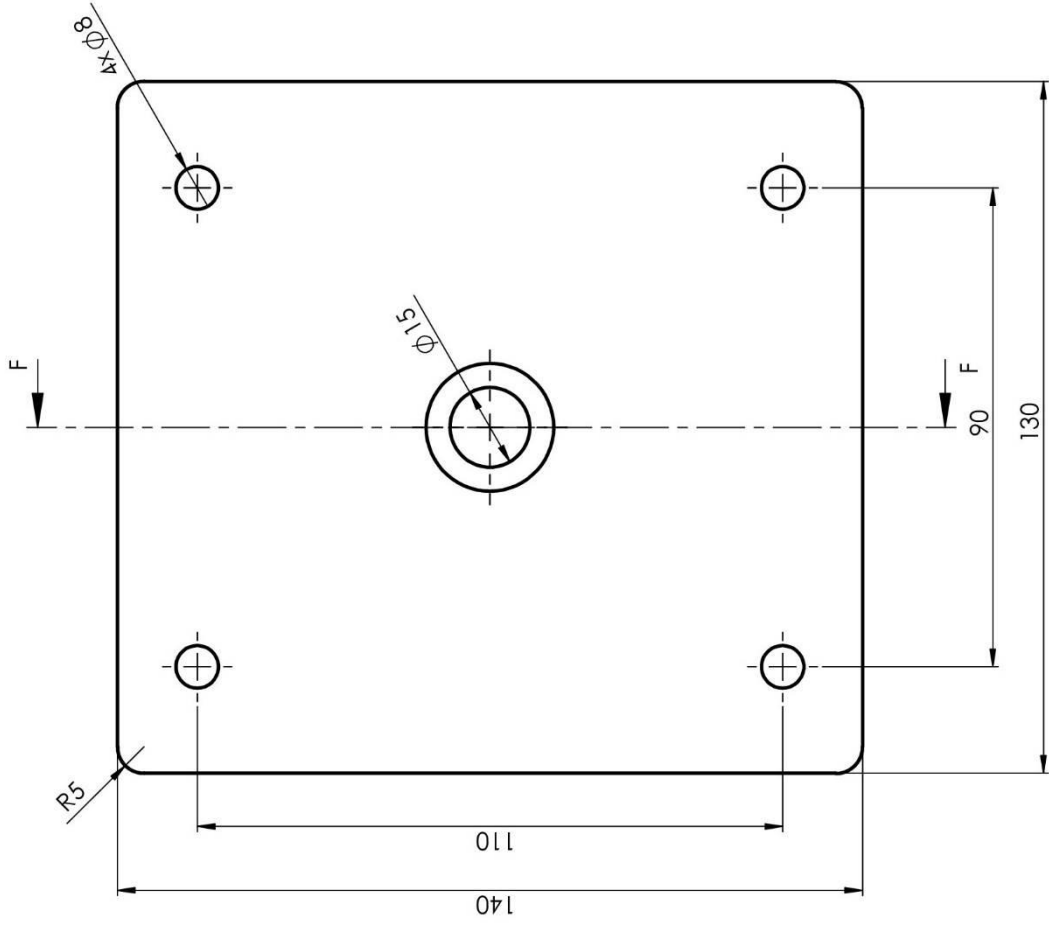
4	正齒輪	1	S45C
件號	編號	件數	材料
投影	第三角法	逢甲大學	
比例	1:1	機電三甲 第二組	
單位	mm	圖號	4
		日期	108/3/7
		繪圖者	齊培凱

通用公差	
尺寸區分	公差
大於 0.5	3 以下 ±0.1
大於 3	6 以下 ±0.1
大於 6	20 以下 ±0.2
大於 30	120 以下 ±0.3
大於 120	315 以下 ±0.5
未標註之去角為 1x45°	
未標註之圓角為 R1	





6

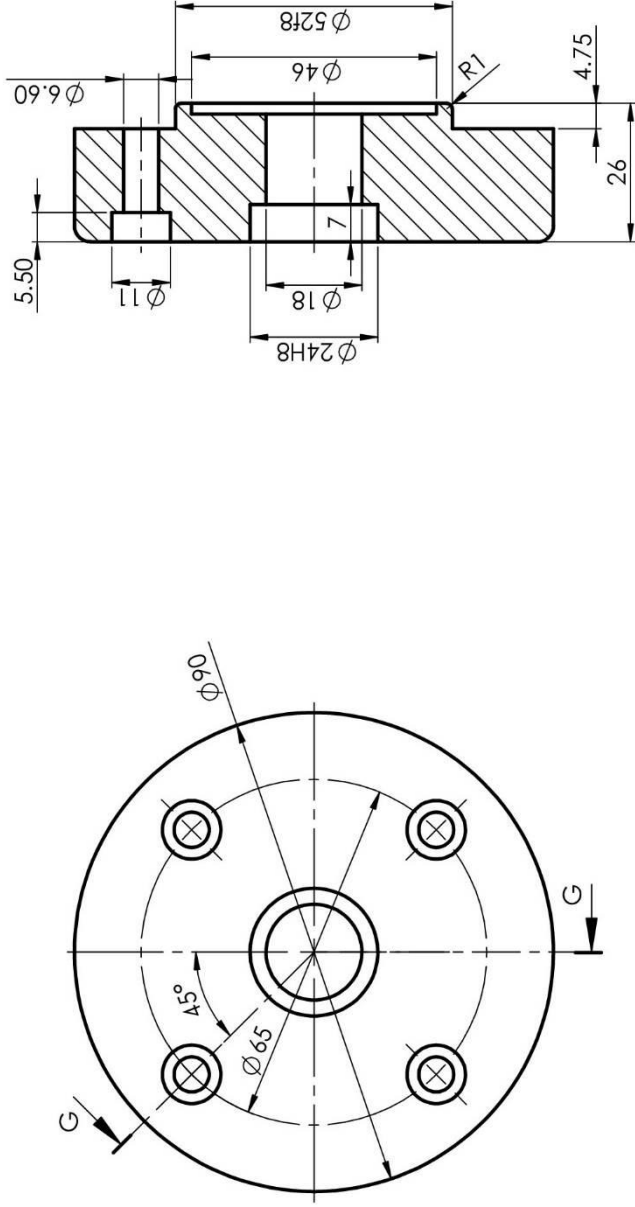


剖面圖 F-F

6	外殼蓋	1	ABS	
件號	名稱	件數	材料	備註
投影第三角法	逢甲大學	機電三甲	第二組	圖號 06
比例 1:1	單位 mm			日期 108/4/28
				繪圖者 賴均沚

未標註之圓角為R3

7

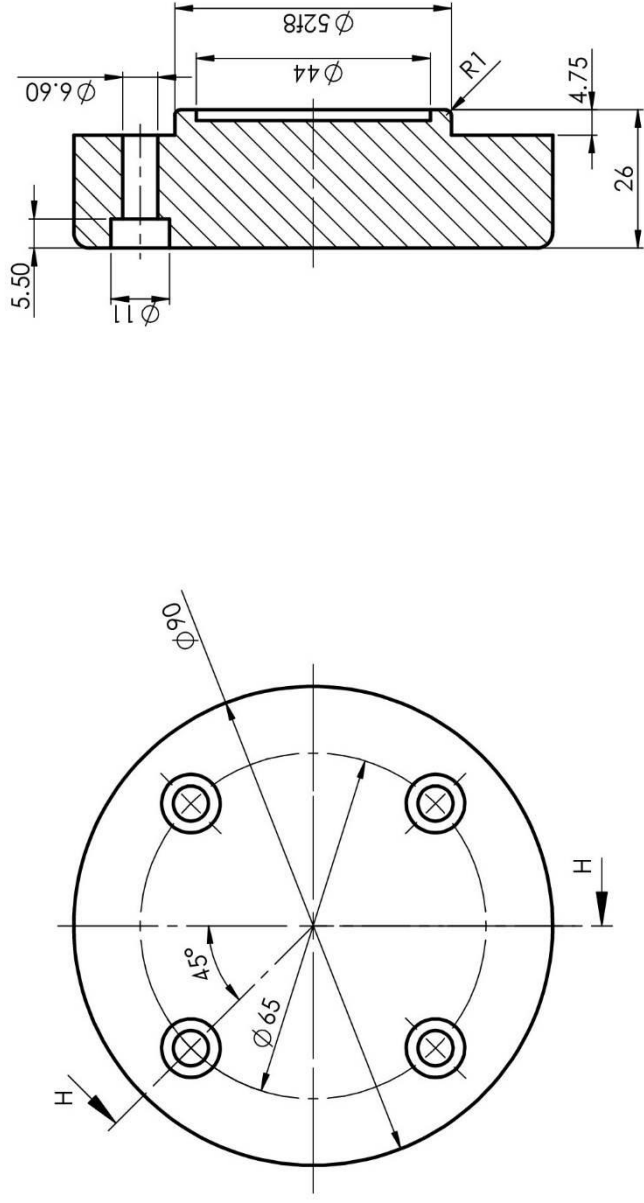


剖面圖 G-G

7	蜗桿蓋	1	ABS	
件號	名稱	件數	材料	備註
投影第三角法	逢甲大學 機電三甲 第二組			圖號 07
比例 1:1				日期 108/4/28
單位 mm				繪圖者 賴均沅

未標註之圓角為R3

8



剖面圖 H-H

8	蝸桿軸蓋	1	ABS	
件號	名稱	件數	材料	備註
投影 第三角法	逢甲大學 機電三甲	第二組		圖號 08
比例	1:1			日期 108/4/28
單位	mm			繪圖者 賴均沚

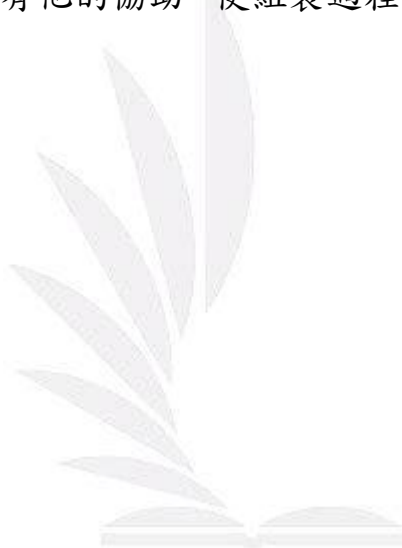
未標註之圓角為R3

## 拾、致謝

此次專題能夠順利完成，除了要感謝指導教授的認真教導和組員的努力外，有兩件事需要特別感謝。

第一件事是特別感謝中科智慧機器人自造基地，因為我們外殼設計完後不是送到工廠所加工，而是透過 3D 列印所印製，所以要感謝中科智慧機器人自造基地提供專業的機台讓我們印製，以及有專業人士協助印製，使得列印的過程很順利，且透過他們的指導，使得 3D 列印的成品能夠進行修補，外觀更佳好看，也讓我們學生受益良多！

第二件事是要特別感謝逢甲大學 機電三丙 林柏成，因為軸和軸承或是蝸桿和蝸輪都是屬於緊配，無法徒手裝配，都要透過壓床或是千斤頂等機器裝配。而林柏成同學家裡剛好有千斤頂，因此特別讓我們去他家做組裝，因為有他的協助，使組裝過程非常順利，非常感謝！



## 拾壹、附錄

### 一、心得分享

#### 逢甲大學機電系 第二組 齊培凱 D0580502

這一年來的課程終於在今天畫下句點。我在這個團隊裡面主要是負責資料整理以及上台報告的部分。還記得大三第一堂上機械設計時，老師有說接下來這一年會過得很辛苦，但是結束之後會收穫滿滿，當時的我根本無法體會這一件事，甚至不覺得會從這堂課學到未來能夠運用到的專業知識，殊不知，在經歷了這一年的洗禮，大大改變我對於機械設計這堂課的印象。從一開始在計算蝸桿蝸輪尺寸以及負載時，就運用到很多大一大二不管是工程圖學還是靜力學到材料力學，真的都運用的淋漓盡致，甚至當初沒有學到很好的觀念都在機械設計這堂課學完整了，而到了後續的設計，也學習到了新的觀念及設計，真的是獲益良多。而在這學期進行外殼設計也用到了滿滿的繪圖程式，以及到了真正的印製外殼設計，也學習到了3D列印是如何進行，而且到了整個成形之後真的是滿滿的感動，這一年來的努力真的值得了，也真的有滿滿的收穫。非常感謝老師這一年來的教導，讓我們對於機械設計這件事有很深的體悟，也期許自己未來好好應用所學的技能，能夠更加進步！最後也非常感謝我的組員協助我完成這一年的專題。感謝昀訖，這次專題關於繪圖方面以及外殼設計都是由他完成，非常辛苦。感謝鈺潔，專題裡關於力的計算以及資料處理方面有問題都是他協助我的，沒有他我們的專題不會這麼完整。感謝蒼慈，協助處理軸承以及自由體圖方面的問題，且在報告方面也會給予適當的建議。感謝姿晴，在軸承的計算以及課業上的困難都會適時給予救援。感謝組員，一同完成了辛苦的一年。

## 逢甲大學機電系 第二組 賴昀泚 D0578998

這次機械設計的專題實作，花了兩學期的時間去設計，而要設計出一個蝸桿蝸輪減速機機構，必須先定下一些基本尺寸，在利用這些尺寸一一的去計算它的力、軸承的選配，之後畫出蝸桿蝸輪、蝸輪軸以及小齒輪的工程圖，等這些都設計確認完成後，就開始設計減速機外殼，而外殼的設計大部份都是我在進行設計的，外殼的設計要配合蝸桿蝸輪、蝸輪軸和小齒輪之間組合後的尺寸來設計，在過程中，蓋子與外殼之間的配合，以及螺栓尺寸與位置，都要仔細設計，所以會受到很多的限制，這整個專題做下來，訓練了我們計算、畫圖、表達和團隊合作的能力……等，可以說是獲益良多，也過得很充實。

## 逢甲大學機電系 第二組 趙姿晴 D0540113

首先我要感謝我的組員，如果沒有他們，我應該無法順利完成這次的專題。

其中，我在團隊裡扮演的角色是負責計算一些軸承的選配及計算軸的直徑等等之類的計算，過程中也經過蠻多次的修正，才能得到最終的數據。

一年前，心裡想說覺得我們真的能完成這個專題嗎？

一年中，謝謝老師及助教的細心指導，之中經過不斷的討論及檢討。

一年後，很幸運的，我們這組的努力被老師看到，被選中拿去製造的組別。

很高興，我們的設計可以做成一個實體的成品出來～再次感謝所有幫助我們的人，因為有你們，我們才能順利的完成這次的專題。

## 逢甲大學機電系 第二組 陳鈺潔 D0510734

經過一年的時間，這份蝸桿蝸輪減速機的專題終於告一段落。這是一段「吃著螺旋義大利麵，都會想到蝸桿蝸輪」的日子。

「面對難題，不要害怕失誤」是我從這份專題中得到的體悟。看著許多需要自己設定且互相牽動的參數，覺得相當複雜不知該如何下手，但實際動手將數值一個一個設定好後，就能進一步驗證，並知道後續該如何修正，若是擔心失誤就遲遲不肯開始，那是不會有進展的。在這段時間裡除了不斷進行零件尺寸上的修正，對於自身對力學計算的方式與觀念也不斷修正，在這一年裡深深體會到自己過去的學習不夠扎實，專題進行的同時，也在填補學識基礎。除了理論上的學習，專題對個人的細心、耐心以及對整體事物的掌握也有相當的培養。過程中，不小心忽略一個參數的變動、沒注意查到的資料單位需要轉換，抑或是數值及公式誤植，都會讓繁雜的計算過程須要重來一次，更可能導致最後功虧一簣。團隊合作上，由於組員在專業上的分工能符合這份專題的需求，讓團隊能夠按照時程交出成果，同時組員能夠互相學習，在不擅長的部份也有所成長。除了實質上的幫助，有一群同樣在乎這份專題的組員一起努力著，也成為讓自己不能放棄的支柱，感謝組員沒有對常常提出意見的我感到厭煩。

專題尾聲要做最後的總報告，無論是書面或是上台報告都是相當大的挑戰。內容上如何有邏輯的呈現出我們的所做所想、視覺上兼顧版面編排，甚至是上台報告必須在有限時間內展現出我們對於這份作品的構想，以及一年之中為了這份作品所做出的努力，這樣龐大的作業是過去不曾有過的。

感謝老師的指導，將知識工具教予我們，讓我們能運用這些工具在設計的路上摸索，並且在我們面臨瓶頸或疑問時進行提點，使我們在這一年裡對於計算、製圖、製造……有更多的認識。感謝助教在我們遇到專題和課業上大大小小的問題時，替我們解惑及建議。

想像不到一年前甚至不知道什麼是蝸桿蝸輪的我，能在這份專題上有所貢獻。這一年花了相當多心力在這份專題上，尤其反覆進行修正、運算及驗證，其實感到相當疲憊，但對於自己有實際思考及製作的部分真的會熟悉很多。很高興能成為實際加工製造的組別之一，使我們一年的努力能夠化為實體。再次感謝組員們一年來的合作和教導。這是我第一次面臨如此龐大的挑戰，但這只是開始。希望能帶著這份經驗及培養的能力，迎接未來其他的難題。



## 逢甲大學機電系 第二組 廖蒼慈 D0540453

上學期聽到要做這份減速機構設計後，非常的忐忑，因為從來沒有自己設計過一個產品。況且老師一開始介紹，只給我們簡單幾個限制的規格，實在是讓從未接觸過設計的我很擔心未來如何著手。

之後的每個禮拜上課，老師慢慢的講解如何挑選我們要的材質，了解各材質的特性，如何計算各點負載、剪力、彎矩、扭矩……等。老師都是利用領導式的教導我們，不會直接告訴我們正確的步驟，是希望我們先設計，再修正，再設計，再修正，直到確認數據無誤，也符合整個設計要求的規格，經過將近一年，才完成整個設計。如此繁雜的步驟，卻也讓我們了解「設計」的意義。

在這設計過程中，真的很感謝齊培凱和昀沚，因為他們有製圖的背景，在不斷改圖的過程中，能夠更快了解老師的要求，讓我們的進度可以很順利的完成。並且還有陳鈺潔，他不斷的改進報告、更新剪力、彎矩等數據，讓我可以選取要的力以利計算、挑選軸承。並且驗正後，也能確認選配的軸承能夠承受的力。

這一年來，雖然複雜、麻煩，整年下來，和組員們不斷的改進、進步、設計、計算……等，但是這過程中，也學習到很多專業知識。尤其是在被選為做產品的組別後，可以到齊培凱幫忙協助的中科列印 3D 外殼時，自己練習如何開檔，接 3D 列印機，及校正平台，這都是特別的經驗。

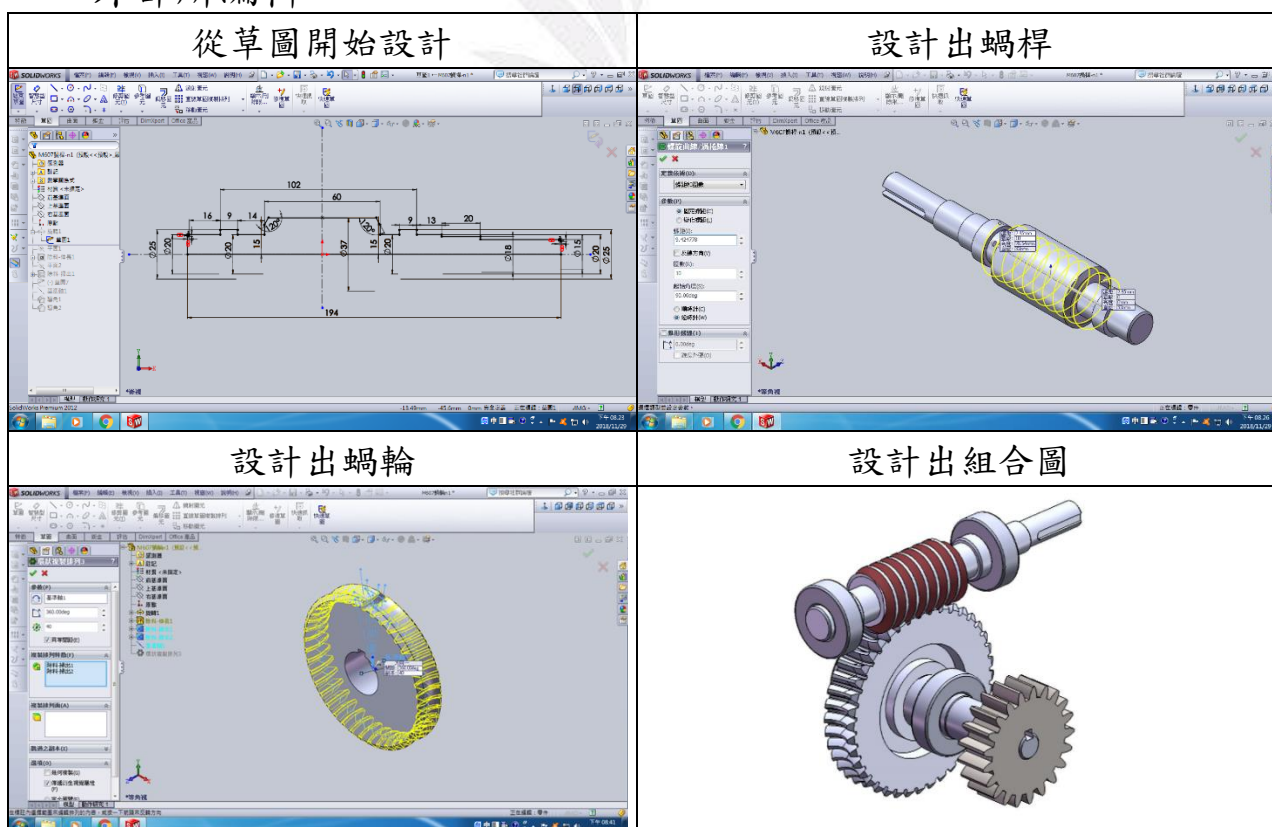
## 二、使用程式

這一年來除了手算與手繪之外，也運用了很多電腦程式來協助處理遇到的困難，也驗證了工欲善其事，必先利其器的道理。

### 1. solidworks :

大三開始上機械設計這堂課，老師希望我們用一整年的時間從零開始設計出單牙蝸桿減速機，我們這組的組員有高職生，所以大概了解蝸桿蝸輪的樣貌，所以先用 solidworks 畫出沒有經過計算的設計圖。

SolidWorks 是 Parasolid 的基礎堅實建模，並採用參數化特徵為基礎的方法來建立模型和組件。在 SolidWorks 中建立的模型通常始於一個 2D 草圖(儘管 3D 草圖可用於進階用戶)。該草圖由幾何，如點，線，弧，圓錐曲線(雙曲線除外)和公式所建立。尺寸添加到素描來定義的大小和位置的幾何形狀。關係是用來定義屬性，如切、平行、垂直、同心圓。在草圖的尺寸可以獨立控制，或由其他參數的關係，以內部或外部所編輯。



## 2. Excel :

當課程進行到中段，老師教了很多關於蝸桿蝸輪設計須注意的地方，以及要去計算如何才能符合標準，還有關於自由體圖的繪製及計算，這些都是滿滿的計算，而且當你計算好前半部卻發現有個地方會造成設計失敗時，要全部從頭開始計算是非常勞累的，因此我們開始運用 Excel 來幫助我們進行計算以及整合。

Excel 是 Microsoft 為使用 Windows 和 Apple Macintosh 作業系統的電腦編寫的一款試算表軟體。他目前有三大能，

### A. 試算表(spreadsheet)：

具有工作表的建立、資料的編輯（包括修改、複製、刪除）、運算處理（如公式、函數之運算）、檔案存取管理及工作表的列印等功能。

### B. 統計圖表：

依照工作表的資料設定，繪出各種統計圖表，如直線圖、折線圖、立體圖、圓形圖等，也可以透過圖形物件的附加，豐富工作表的內容。

### C. 資料庫：

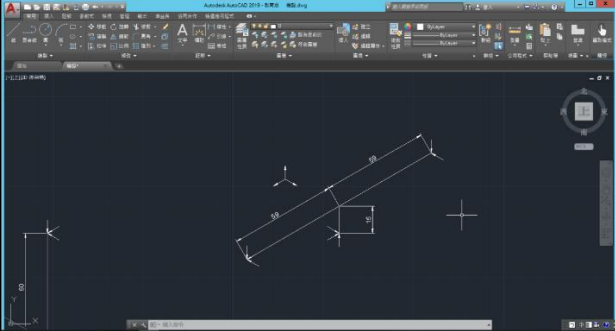
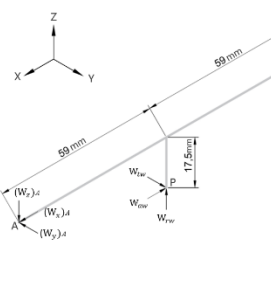
建立資料清單，對某關鍵欄進行「排序」，將符合條件的記錄進行「篩選」及對資料進行「樞紐分析」等資料庫管理的操作。



### 3. AutoCAD :

當大致上設計好單牙蝸桿減速機就要開始計算軸承需承受的力，因此需要畫自由體圖，所以就會運用到 AutoCAD，來做簡單的線條處理。

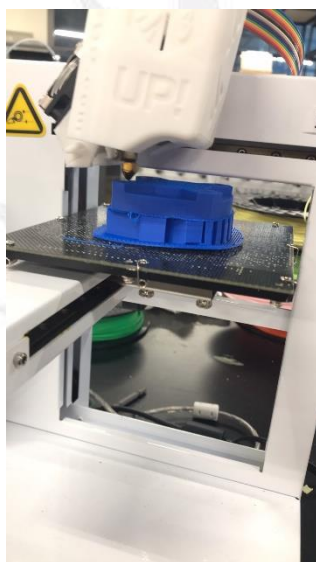
AutoCAD 是由美國 Autodesk 為電腦上應用電腦輔助設計技術而開發的繪圖程式軟體包，現已經成為國際上廣為流行的繪圖工具。它具有功能強、易掌握、使用方便、良好的系統開放性等特點，已成為全球設計業界的標準，也是全世界公認使用最為普及化的工程繪圖軟體，它的精確性及便利性，更是工作上的最佳選擇。其應用遍及機械設計業、建築營建業、室內設計、工業產品設計、3C 電子產業……等產業。通過 AutoCAD 國際認證，您將深入瞭解人機交互介面，並運用 AutoCAD 來進行圖形組織和圖檔管理、工作過程的管理、3D 建模以及列印和發佈圖紙。

在 AutoCAD 畫草圖及設定粗細及顏色	可匯出為完整的自由體圖															
	<p data-bbox="805 1048 1189 1093">蝸桿軸位置向量與作用圖</p>  <div data-bbox="1085 1176 1404 1377"> <p>點B至點A, <math>\vec{R}_A = 118\hat{i}</math>              點B至點P, <math>\vec{R}_P = 59\hat{i} - 17.5\hat{j}</math>              點P作用力, <math>\vec{W}_P = -560.11\hat{i} + 54.56\hat{j} + 204.76\hat{k}</math>              對點B的力矩和: <math>\vec{R}_P \times \vec{W}_P + \vec{R}_A \times \vec{W}_A + \vec{T} = 0</math>  <math>(W_x)_A = -27.28\text{ N}</math>    <math>(W_y)_B = -27.28\text{ N}</math>  <math>(W_z)_A = -19.31\text{ N}</math>    <math>(W_z)_B = -185.45\text{ N}</math>  <math>(W_x)_A = -W_{tw} = 560.11\text{ N}</math></p> <table border="1" data-bbox="1085 1321 1404 1377"> <tr> <td><math>W_{tw}</math></td> <td>-560.11 N</td> <td><math>(W_x)_A</math></td> <td>560.11 N</td> <td></td> </tr> <tr> <td><math>W_{tw}</math></td> <td>54.56 N</td> <td><math>(W_y)_A</math></td> <td>-27.28 N</td> <td><math>(W_y)_B</math></td> </tr> <tr> <td><math>W_{tw}</math></td> <td>204.76 N</td> <td><math>(W_z)_A</math></td> <td>-19.31 N</td> <td><math>(W_z)_B</math></td> </tr> </table> </div>	$W_{tw}$	-560.11 N	$(W_x)_A$	560.11 N		$W_{tw}$	54.56 N	$(W_y)_A$	-27.28 N	$(W_y)_B$	$W_{tw}$	204.76 N	$(W_z)_A$	-19.31 N	$(W_z)_B$
$W_{tw}$	-560.11 N	$(W_x)_A$	560.11 N													
$W_{tw}$	54.56 N	$(W_y)_A$	-27.28 N	$(W_y)_B$												
$W_{tw}$	204.76 N	$(W_z)_A$	-19.31 N	$(W_z)_B$												

### 三、3D 列印

此次減速機外殼為使用 3D 列印所印製完成，因此簡易的介紹一下 3D 列印的原理及過程。

我們此次的 3D 列印技術為熱熔融層積，其 3D 列印原料通常是在捲軸上輸送的熱塑性聚合物，通稱為線材；線徑寬度公定為 1.75mm 或 3mm（或 2.85mm），再透過加熱噴頭擠出。加熱噴頭安裝在移動桿上，讓噴頭的擠出材料可以在列印範圍內層層堆疊、冷卻並固化於平台上以完成物體。如圖十九所示。熱熔融層積通常適用於辦公環境、易於操作和維護，不需用化學品進行後處理。可用的原料非常多元也相對便宜、易於使用，並且可以長時間存放。FDM 技術有時需要支撐結構，但依照 CAD 建模設計時的考量可以有效精簡支撐材料。

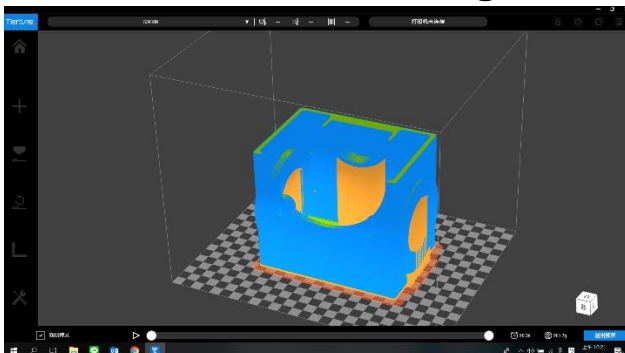


(圖十九)

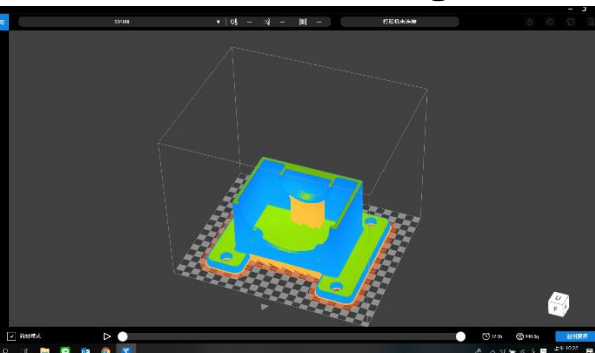
而我們所用的線材材料為 ABS，是工業 3D 列印機常見的使用材料，由於成本較低及良好的機械性能，具高韌性、耐衝擊性，能夠列印耐用的零件，承受使用的磨損；例如樂高積木就是用這種材料製成！ABS 同時具有較高的玻璃轉化溫度，成為室外或較高溫環境的理想選擇，因收縮率較高，保持溫度穩定十分重要。

最後下表為此次我們 3D 列印所使用的耗材克數：

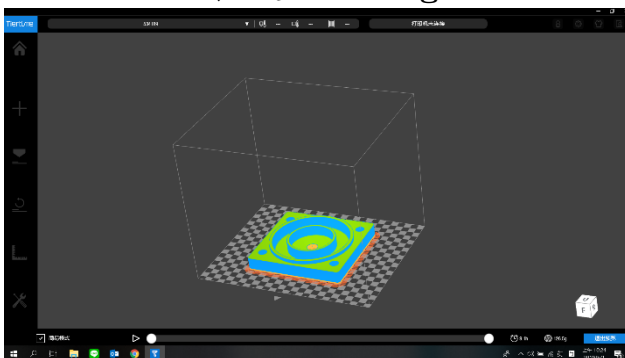
減速機外殼-1:261.7g



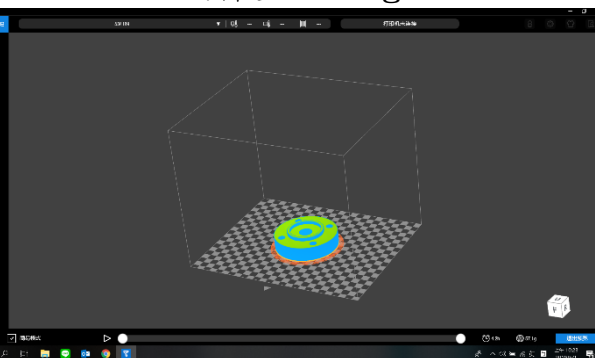
減速機外殼-2:240g



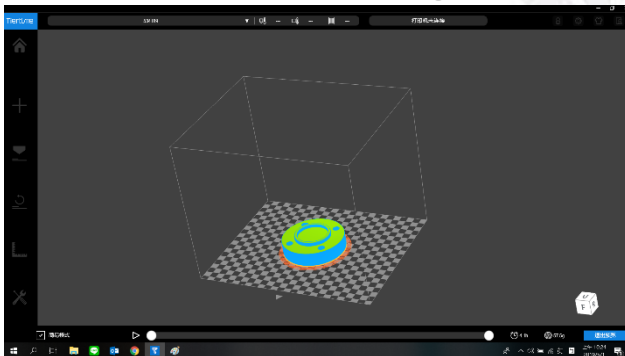
外殼蓋:126.5g



蝸桿蓋:57.1g



蝸桿軸蓋:57.5g



總計:742.8g

#### 四、參考公式

##### 1. 蝸桿蝸輪尺寸參考公式：

$$\text{蝸桿導程} = \text{蝸桿齒數} * \text{蝸桿螺距}$$

$$\text{導程角} = \tan^{-1} \left( \frac{\text{導程}}{\pi * \text{蝸桿節圓直徑}} \right)$$

$$\text{齒冠高} = 0.3183 * \text{導程}$$

$$\text{齒高} = 2.25 * \text{模數}$$

$$\text{齒頂圓直徑} = \text{節圓直徑} + 2 * \text{齒冠高}$$

$$\text{減速比} = \frac{\text{蝸輪齒數}}{\text{蝸桿齒數}}$$

$$\text{中心距} = \frac{\text{蝸桿節圓直徑} + \text{蝸輪節圓直徑}}{2}$$

$$\text{蝸輪節圓直徑} = \text{蝸輪齒數} * \text{齒直角模數}$$

$$\text{蝸輪周節} = \frac{\pi * \text{蝸輪節圓直徑}}{\text{蝸輪齒數}}$$

$$\text{蝸輪轉速} = \frac{\text{蝸桿轉速}}{\text{減速比}}$$

$$\text{節圓速度} = \frac{\pi * \text{轉速} * \text{節圓直徑}}{60 * 1000}$$

2. 負載分析參考公式：

$$\text{滑動速度} = \frac{\text{蝸輪節圓速度}}{\sin(\text{導程角})}$$

$$\text{摩擦係數} = 0.103e^{-0.110 * (\text{滑動速度} * 196.85)^{0.450}} + 0.012$$

$$(0.05 < \text{滑動速度 (m/s)})$$

3. 設計規格檢驗參考公式：

$$\text{減速比修正係數} = 0.0107 \sqrt{-\text{減速比}^2 + 56 * \text{減速比} + 5145}$$

(20 ≤ 減速比 < 76)

$$\text{速度修正係數} = 13.31 (\text{滑動速度} * 196.85)^{-0.571}$$

(3.5 < 滑動速度 ≤ 15 (m/s))

$$\text{循環週期} = \text{設計壽命(hr)} * 60 * \text{轉速(rpm)}$$

$$\text{彎曲循環週期係數} = 1.3558 * \text{循環週期}^{-0.0178}$$



## 五、參考資料

1. 尤春風 (2015)。《機器元件設計》。臺北：滄海
2. American Gear Manufactures Association, AGMA 6034-B92 Standard (1999), Practice for Enclosed Cylindrical Wormgear Speed Reducers and Gearmotors, Alexandria, American Gear Manufactures Association, 1999.
3. 昭源企業有限公司(2014)。AMX 技術 Q&A。檢自：  
[https://www.amx.com.tw/files/20141219\\_1204699876.pdf](https://www.amx.com.tw/files/20141219_1204699876.pdf)
4. 昭源企業有限公司(2010)。齒輪技術資料。檢自：  
[https://www.khkgears.co.jp/tw/gear\\_technology/pdf/3010gearguide\\_tw.pdf](https://www.khkgears.co.jp/tw/gear_technology/pdf/3010gearguide_tw.pdf)
5. 中文維基百科(2019)。SolidWorks。檢自：  
<https://zh.wikipedia.org/wiki/SolidWorks>
6. 中文維基百科(2019)。Microsoft Excel。檢自：  
[https://zh.wikipedia.org/wiki/Microsoft\\_Excel](https://zh.wikipedia.org/wiki/Microsoft_Excel)
7. 奇正會計(2017)。要是我會這些 Excel 技巧，我也可以做年薪十萬的會計！。檢自：  
<https://kknews.cc/tech/299mmy.html>
8. 中文維基百科(2018)。AutoCAD。檢自：  
<https://zh.wikipedia.org/wiki/AutoCAD>
9. 三帝瑪公司(2019)。【3D 列印材料】3D 列印線材比較指南。檢自：  
<https://3dmart.com.tw/news/3d-printing-different-kinds-filaments-guide#ABS>