



## 逢甲大學學生報告 ePaper

# 全電式 285 噸臥式射出成型機調模機構齒輪組設計 與分析

## Design and Structural Analysis of a 285-Ton All- Electric Horizontal Injection Molding Machine Mold Adjustment Mechanism

作者：許宇鈞、陳泓安

系級：機電三甲

學號：D1014223、D1048998

開課老師：彭信舒教授

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：一一二學年度 第二學期



## 中文摘要

在台灣，射出機製造業扮演著關鍵的角色，從我們日常使用的塑料水瓶到汽車的車門等產品都可能透過射出成型製造。射出機的重要性在於它提供了高效率且符合成本效益的製造方法，因此對於台灣的製造業而言，射出機是一項不可獲缺的製造工具。

在射出機中，鎖模單元充當至關重要的角色。這個機構的運作直接影響著產品的品質和生產效率。因此，本專題旨在研究和設計一個全電動式 285AE 臥式射出機型的鎖模單元其後方之調模機構。我們將運用所學機械設計知識，專注於正齒輪的設計，包含了齒數計算、節圓直徑選定和干涉分析等。透過這個專案，我們的目標是實現高效率 and 符合經濟效益的鎖模單元，以應對製造業在環保永續方面的需求挑戰。具體任務包括正齒輪的精確設計、齒輪與哥林柱的相互運轉以及選配合適的減速（調模）馬達，使其在理想的時間內完成鎖模單元的調整移動。這個專題將為臥式射出機鎖模單元的設計和性能提供實用和可行的解決方案。

**關鍵字：**正齒輪設計、臥式射出機、哥林柱運轉、調模馬達選配、齒輪干涉分析、鎖模單元

## Abstract

In Taiwan, the injection molding industry plays a crucial role, as products ranging from plastic bottles used in our daily lives to car doors are manufactured through injection molding. The importance of injection molding lies in its provision of efficient and cost-effective manufacturing methods, making it an indispensable tool for Taiwan's manufacturing industry.

Within injection molding machines, the clamping unit assumes a vital role. The operation of this mechanism directly impacts the quality and productivity of products. Therefore, this project aims to research and design a clamping unit for a 285-ton all-electric horizontal injection molding machine, specifically focusing on reducing the adjusting time of the tail plate or rear platen. Fundamental knowledge in mechanical design is required, particularly focusing on the design of spur gears, including tooth count calculations, selection of pitch circle diameter, and gear mesh interference analysis. Through this project, our goal is to achieve an efficient and cost-effective clamping unit to address the demand challenges in environmental sustainability faced by the manufacturing industry. Specific tasks include precise design of spur gears, ensuring smooth meshing between spur gears and the thread on tie bar, and selecting suitable speed reduction gear (mold adjustment) motors to enable timely adjustment of the clamping unit within 3.5 minutes. This project aims to provide practical and feasible solutions for the design and performance of clamping unit in horizontal injection molding machines.

**Keywords:** Horizontal injection molding machine, clamping unit, tail plate, spur gears design, gear mesh interference analysis, speed reducer gear motor selection, tie bar

## 目 次

中文摘要 .....	1
Abstract .....	2
目 次 .....	3
圖 目 錄 .....	6
表 目 錄 .....	10
符 號 對 照 表 List of Symbols.....	11
第一章 介紹 .....	12
1.1 目的與動機 .....	16
1.1.1 目的 .....	16
1.1.2 動機 .....	16
1.2 文獻回顧 .....	17
1.2.1 齒輪干涉計算 .....	17
1.2.2 計算推動力之理論公式 .....	19
第二章 設計步驟與方法 .....	21
2.1 設計步驟 .....	22
(一) 定義後機壁具體規格 .....	22
(二) 齒輪計算 .....	22
(三) 齒輪配置圖 .....	22
(四) 完成正齒輪規格表 .....	22
(五) 齒輪與後機壁材質選定 .....	22
(六) 調模馬達參數計算與選配 .....	22
(七) 調模馬達繪製 SolidWorks .....	23
(八) 有限元素分析 .....	23

(九)	再次修正參數 .....	24
(十)	再次修正參完成鎖模單元設計 .....	24
2.2	設計方法 .....	24
第三章	工程設計 .....	25
3.1	初始後機壁規格 .....	25
3.2	優化後後機壁規格 (v2) .....	26
3.3	哥林柱設計 .....	28
3.3.1	哥林柱規格 .....	28
3.3.2	哥林柱 NH48MV 非調質鋼機械性質與優點 .....	28
3.4	齒輪計算 .....	31
3.4.1	初次齒輪計算 .....	31
3.4.2	齒輪計算優化 (行程時間 3.5 分鐘以內) .....	32
3.4.3	齒輪配置圖: .....	34
3.4.4	正齒輪表 .....	35
3.4.5	優化齒輪 A .....	39
3.5	SolidWorks 齒輪繪製 .....	40
3.6	調模馬達參數 .....	42
3.7	哥林柱後螺母參數 .....	44
3.8	平行方鍵與鍵槽設計 .....	45
3.9	SolidWorks 組合圖 .....	49
第四章	分析與驗證 .....	52
4.1	以動作模擬分析驗證移動行程時長 .....	52
4.2	有限元素分析法 .....	53
4.2.1	齒輪 CDE 分析之邊界條件設定: .....	53

4.2.2	齒輪 CDE 靜態模擬分析： .....	54
4.2.3	後機壁與哥林柱分析之邊界條件設定:.....	58
4.2.4	後機壁與哥林柱靜態模擬分析： .....	59
4.2.5	齒輪 A 靜態模擬分析： .....	63
第五章	結論 .....	66
5.1	未來展望 .....	68
5.2	對比產業使用機台設計 .....	69
參考文獻	Reference .....	70



## 圖 目 錄

圖 1.1 臥式射出機的機型 [1].....	13
圖 1.2 鎖模結構元件部分 [1].....	14
圖 1.3 側面後機壁正齒輪與哥林柱的組合.....	15
圖 1.4 齒輪示意圖 [7].....	17
圖 1.5 方形螺紋受軸力 $F_f$ 與切線力 $P$ 的關係.....	19
圖 2.1 設計流程圖.....	21
圖 3.1 初後機壁 SolidWorks 三視圖.....	25
圖 3.2 後機壁 (v2) SolidWorks 零件圖 (等角視圖).....	26
圖 3.3 優化後後機壁 (v2) 重量參數.....	27
圖 3.4 哥林柱梯型齒輪規格與行程 (從左尾端看, 齒輪往順時針方向旋轉).....	28
圖 3.5 JFE 的非調質鋼 NH48MV 的產品規格 [5].....	28
圖 3.6 非調質鋼適用時的製程變化 [5].....	29
圖 3.7 材料的拉伸強度與表面深度比較折線圖 [5].....	29
圖 3.8 NH48MV 的高周波燒入性 [5].....	30
圖 3.9 材料的拉伸強度與疲勞強度分類圖 [5].....	30

圖 3.10 齒輪減速比方程式 .....	32
圖 3.11 正齒輪 A 至 E 的齒數與減速比 .....	33
圖 3.12 Excel 計算齒輪馬達運轉所需的時間.....	33
圖 3.13 自行繪製之齒輪配置圖 .....	34
圖 3.14 哥林柱上的正齒輪 A 與正齒輪 B 咬合 [3] .....	38
圖 3.15 齒輪 A 受力狀況示意圖（參考老師所提供的範例） .....	39
圖 3.16 自製優化齒輪 A 之平面視圖(左)與立體等角視圖(右).....	39
圖 3.17 將設計參數繪入 SolidWorks 草圖 .....	41
圖 3.18 東立小型齒輪馬達型錄.....	42
圖 3.19 使用 Excel 試算表計算調模馬達參數 .....	42
圖 3.20 使用 Excel 試算表計算調模馬達參數 .....	43
圖 3.21 計算哥林柱後螺母有效直徑 [5].....	44
圖 3.22 將計算之參數繪入 SolidWorks 當中 .....	44
圖 3.23 SolidWorks 中馬達與齒輪 E 的組合圖 .....	45
圖 3.24 馬達軸、齒輪 E 與平行鍵組合示意圖 .....	45
圖 3.25 平行鍵、鍵座與鍵槽組裝.....	46
圖 3.26 調模機構之 SolidWorks 組合圖(前視圖).....	49
圖 3.27 調模機構之 SolidWorks 組合圖(右視圖).....	49
圖 3.28 調模機構之 SolidWorks 組合圖(上視圖).....	50

圖 3.29 調模機構之 SolidWorks 組合圖(等角視圖).....	50
圖 3.30 正齒輪 A 與正齒輪 B 咬合之特寫圖 .....	51
圖 4.1 SolidWorks 動作分析界面與參數設定示意圖 .....	52
圖 4.2 齒輪 CDE 固定幾何條件 (不等視角圖).....	53
圖 4.3 齒輪 CDE 施力扭矩條件 (不等視角圖).....	53
圖 4.4 齒輪 E 與 C 的最大 von Mises 應力分析結果(正視圖).....	54
圖 4.5 齒輪 E 與 C 的最大 von Mises 應力分析結果 (剖面視圖) ..	54
圖 4.6 齒輪 E 與 C 的位移分析結果(正視圖).....	55
圖 4.7 齒輪 E 與 C 的位移分析結果 (側面視圖) .....	55
圖 4.8 齒輪 E 與 C 的應變分析結果(正視圖).....	56
圖 4.9 齒輪 E 與 C 的應變分析結果 (剖面視圖) .....	56
圖 4.10 齒輪 EC 的靜態分析結果 (依序為最大 von Mises 應力、應 變、位移與網格設定) .....	57
圖 4.11 後機壁與哥林柱之固定幾何條件 (等視角圖).....	58
圖 4.12 後機壁施力方向條件 (等視角圖).....	58
圖 4.13 後機壁在承受 285 噸之鎖模力作用下最大 von Mises 應力分 析結果 (側面視圖) .....	59
圖 4.14 後機壁在承受 285 噸之鎖模力作用下最大 von Mises 應力分 析結果 (右側視圖) .....	59

圖 4.15 後機壁在承受 285 噸之鎖模力作用下最大 von Mises 位移分析結果（側面視圖） .....	60
圖 4.16 後機壁在承受 285 噸之鎖模力作用下最大 von Mises 位移分析結果（右側視圖） .....	60
圖 4.17 後機壁在承受 285 噸之鎖模力作用下最大 von Mises 應變分析結果（側面視圖） .....	61
圖 4.18 後機壁在承受 285 噸之鎖模力作用下最大 von Mises 應變分析結果（右側視圖） .....	61
圖 4.19 後機壁與哥林柱的靜態分析結果（最大應力、應變、位移與網格設定） .....	62
圖 4.22 原齒輪 A 安裝於後機壁上鎖模狀態下的最大 von Mises 應力分析結果.....	63
圖 4.23 原齒輪 A 安裝於後機壁上鎖模狀態下的應變分析結果.....	63
圖 4.24 優化齒輪 A (v2) 於後機壁上鎖模狀態下的最大 von Mises 應力分析結果.....	64
圖 4.25 優化齒輪 A (v2) 於後機壁上鎖模狀態下的應變分析結果.....	64
圖 5.1 相同噸數下產業所使用的齒輪規格.....	69

## 表 目 錄

表 3.1 正齒輪 A 規格 .....	35
表 3.2 正齒輪 B 規格 .....	35
表 3.3 正齒輪 C 規格 .....	36
表 3.4 正齒輪 D 規格 .....	36
表 3.5 正齒輪 E 規格 .....	37
表 3.6 齒輪參數設計之參考表[4].....	40
表 4.1 使用探針對於齒輪 E 與 C 危險面的應力、位移、應變分析值 .....	57
表 4.2 使用探針對於後機壁與哥林柱上危險面的應力、位移、應變分 析值.....	62
表 4.3 使用探針比較原齒輪 A 與優化齒輪 A(v2)的危險面上應力、 位移、應變分析值.....	65

## 符號對照表 List of Symbols

符號 Symbol	符號說明 Description	頁碼 Page No.
$T$	: 旋轉螺紋所需的扭矩/傳遞扭矩	22
$F_f$	: 作用於螺紋中徑的集中載荷	8
$d_p$	: 螺紋的有效直徑	8
$d_2$	: 螺紋的有效直徑	9
$\rho$	: 摩擦角	9
$\beta$	: 螺紋面的傾斜角/導程角	9
$P$	: 水平力推力，推動滑塊沿斜面等速向上滑動	9
$N$	: 垂直於斜面的反作用力	9
$W$	: 重力	9
$\mu$	: 螺紋面的摩擦係數	9
$\mu_s$	: 螺紋面的摩擦係數	9
$m$	: 齒輪模數	29
$b$	: 鍵的寬度	35
$L$	: 鍵的長度	35
$h$	: 鍵的高度	35
$H$	: 馬達功率	35
$n$	: 馬達轉速	35
$S_{yc}$	: 壓縮降伏強度 Compressive Yield Strength	36
$S_{yt}$	: 拉伸降伏強度 Tensile Yield Strength	36
$N_{sf}$	: 安全係數 Safety Factor	36
$\sigma_c$	: 壓應力 Compressive Stress	36
$S_{sy}$	: 最大剪應力破壞 Shearing Yield Strength	36
$\tau$	: 剪應力 Shear Stress	36

## 第一章 介紹

射出成型機也稱作射出機、注塑機，是製造塑料產品專用的機器，將塑膠粒倒入儲罐中，通過加熱和壓力使其溶解成液體，然後將液體塑膠注入模具中，經過冷卻和壓力使其呈現固體形式，最終產生出所需的產品。

射出成型機在塑膠產業中扮演著非常重要的角色，主要應用於生產各種塑膠產品，如玩具、電子產品外殼、汽車零件、建築材料等。

隨著近年包裝技術的發展與永續包裝的需求量不斷地增加，而且在不同類型包裝的競爭之下，間接地也推動了塑膠包裝市場的發展。因此主要注塑射出成型機的需求也隨之增高。[1]

值得一提的是，相較於其他類型的射出成型機，全電動 All-Electric 型的射出成型機合模壓力更大、操作更安靜、成品尺寸精准度高。而且全電動射出成型機是有伺服馬達驅動，對比液壓式射出成型機，全電動式的機型的用時或耗電量較少，可以省下 50 至 70% 左右的能源。這也正好符合跟聯合國推行的永續發展目標，包括 SDG 8-合適的工作及經濟成長與 SDG 12-責任消費及生產。使用全電動射出成型機可以有效減少維護成本和停機時間，這也會提高生產力，符合 SDG 8 的永續發展目標，同時也可以節省大量生產的成本和減少碳足跡。另外，全電動射出成型機配備先進的控制系統，可以生產近淨形 Near Net Shape 的成品，從而減少材料浪費，符合 SDG 12 的永續發展目標。[2]

根據市場趨勢，以價值和數量評估，亞太地區在 2021 年是全球最大的射出成型機市場。其中印度和中國等是重要的國家，該地區的射出成型機市場具有巨大的成長潛力。這也反映在，亞太地區的人口占了全球總人口的 61.0%，無論是製造業或加工業都是主要的市場，具有很大的發展空間。[1]

普遍上臥式射出成型的機台可劃分為兩個主要部分所組成：射出單元及鎖模單元或機構。射出單元 Injection Unit 是由進料漏斗、加熱器、料筒等組成。負責將倒入的塑膠粒加熱將其變成溶體。鎖模單元又被稱為合模單元 Clamping Unit 是用來乘載模具，提供關模、鎖模等一系列動作所需要的力量。

其主要的射出成行原理就是把塑膠顆粒按照射出所需的量，從進料漏斗加入到機器中。之後，由加熱器，加熱融化成為溶體。然後再對其施加高壓射入模穴。當溶體觸碰到模具的冷表面後，即開始冷卻固化。待其冷卻固化至適當溫度後，開模利用安裝在可動半模上的頂出銷，將成型品頂出模穴。接著關閉模具，準備下一週期的射出。[3]

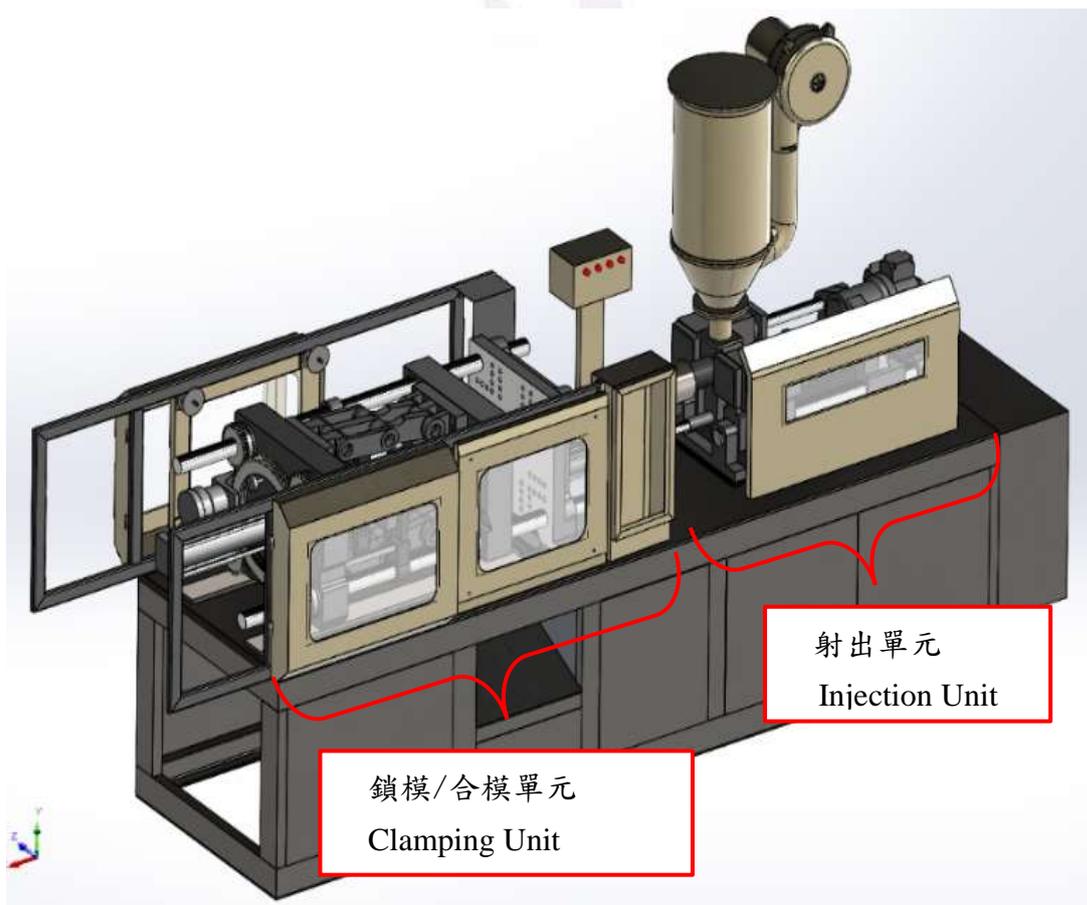


圖 1.1 臥式射出機的機型 [1]

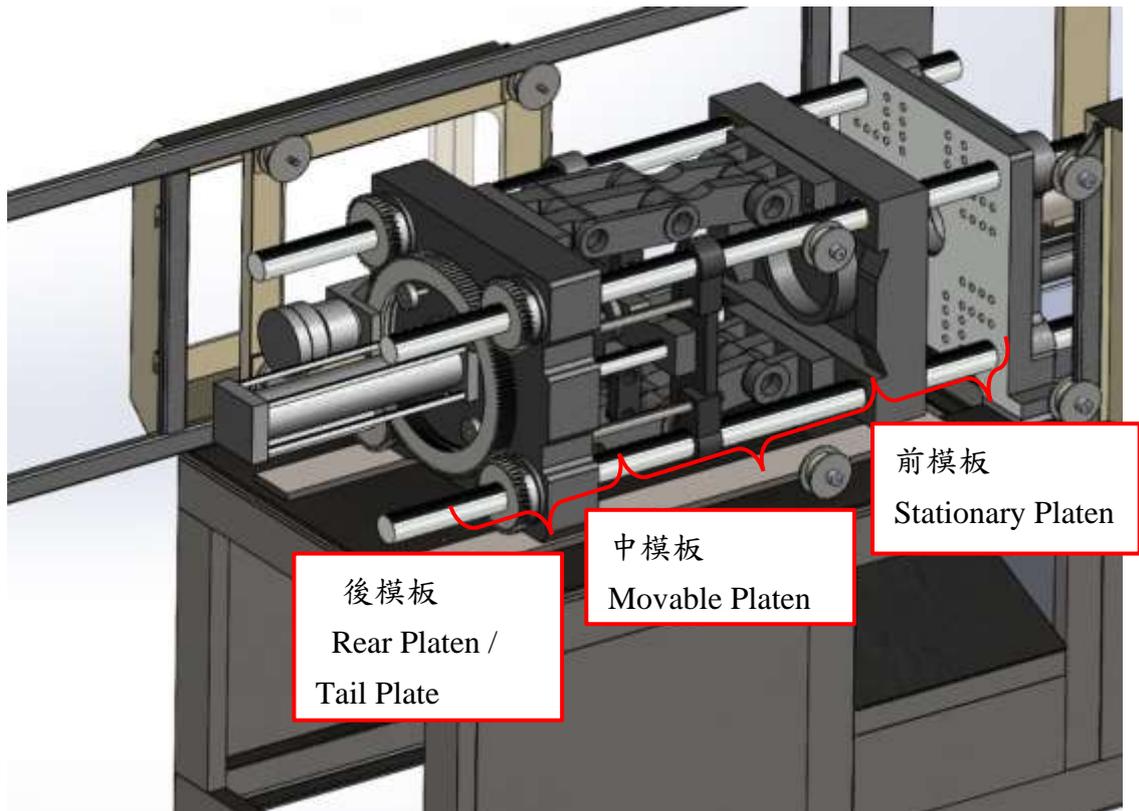


圖 1.2 鎖模結構元件部分 [1]

鎖模機構是塑膠射出成型機中至關重要的部分，其構成元件包括鎖模前、中、後模板。前模板在操作中扮演著支撐導柱和模具的角色，確保模具的穩定性和準確性；中模板則透過夾模機構帶動承接模具，實現開模和合模的動作，是鎖模過程中的關鍵部分；後模板則負責承接哥林柱（Tie Bar）、馬達或其他動力來源，提供必要的支撐和動力。這些模板的協同作用確保了模具的穩定運行和精準操作，是塑膠射出成型過程中不可或缺的重要組成部分。

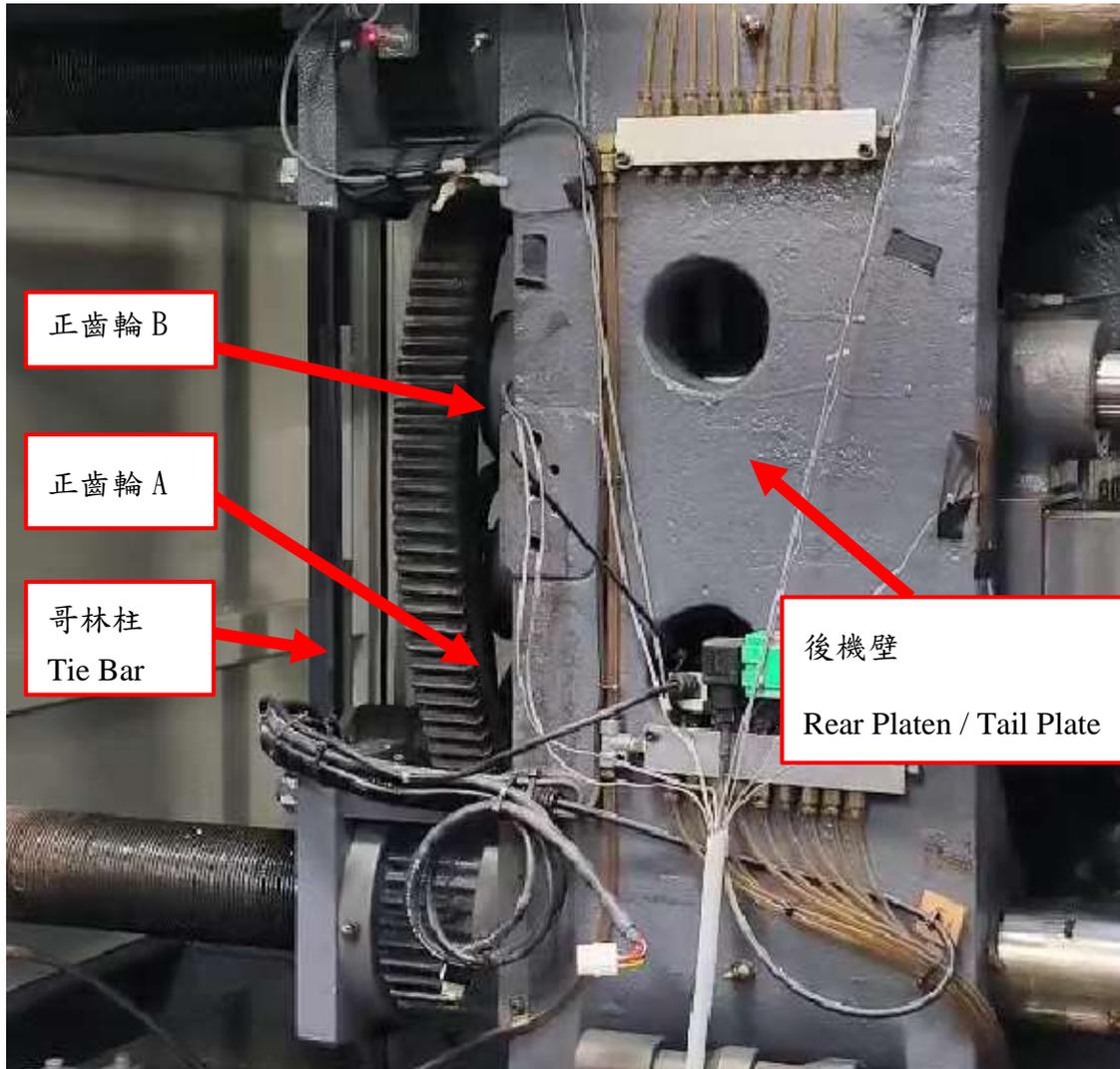


圖 1.3 側面後機壁正齒輪與哥林柱的組合

利用電動式的伺服馬達，齒輪減速機馬達帶動，相比於傳統的油壓馬達其優點為高響應、速度快、精度高、潔淨度高、能耗低、而且能同步，為調模機構動力來源的好選擇。此外，齒輪減速機可以將伺服馬達的高速運動轉換為高扭矩的低速運動，配合正齒輪與哥林柱的組合設計，可以將旋轉運動轉換為直線運動，實現精確的調模控制。總結來說，這種電動式設計充分發揮了伺服馬達的優勢，是現代射出成型機調模機構的理想選擇，可以實現高效、精確、節能的調模控制。

## 1.1 目的與動機

### 1.1.1 目的

本專案的目標是設計和實現一個鎖模單元的齒輪機構，利用齒輪減速機馬達來驅動整個調（後）模板機構。該機構的設計將透過應用課堂上所學的機械設計知識，正齒輪的齒數與減速比的計算以及其齒輪之間的干涉分析。該專案將著重於正齒輪設計，使齒輪間相互運轉時產生的干涉降至可接受範圍；馬達與齒輪速比的選配以實現理想的時間內完成在哥林柱上鎖模單元前進，並達到指定的 400 毫米位移行程目標。將詳細分析齒輪 A 與齒輪 C 之間的接觸應力，並以 von Mises 破壞理論進行驗證。此外，對後機壁在鎖模力達 285 噸時的撓度進行靜態力學分析，確保其在合理的安全係數範圍內。

### 1.1.2 動機

為了實現這個專案的目標，有以下的具體任務：

1. 正齒輪設計：設計齒輪的形狀和大小，以實現齒輪之間的平滑轉動。
2. 齒數和節圓直徑設計：避免干涉與過切（Undercut）的現象。
3. 哥林柱上梯型螺紋和正齒輪的相互運轉：設計齒輪和哥林柱的配合。
4. 馬達的選配：選擇適合的減速馬達，以實現理想的調模時間（3.5 分鐘左右）內完成鎖模單元的 400mm 的行程。
5. 力學分析 Force Analysis: 利用 SolidWorks 中的分析功能進行力分析。其中包括了，模擬齒輪 C 與 E 之間的咬合狀態下的接觸應力、應變與位移靜態分析；後機壁與哥林柱在承受 285 噸之鎖模力作用下的之間的咬合狀態下的最大 von Mises 應力、應變與位移靜態分析；以及齒輪 A 安裝於哥林柱上的鎖模力變形量分析（撓度）與齒輪 A 的最大應力分析，然後經過驗算確認是否達到安全係數的要求。

## 1.2 文獻回顧

### 1.2.1 齒輪干涉計算

驅動輪為齒輪 1 以順時鐘方向旋轉，接觸的開始點與終止點分別以 A 或 B 標示之，此 A 或 B 兩點均位於作用線上。作用線與基圓的切點為 C 或 D。如果 C 或 D 位於 AB 兩點連線內側時，即出現干涉（Interference），如圖 6.12 所示。

接觸開始於被動輪齒的齒尖接觸到主動輪齒的齒腹，主動輪齒的齒腹在 A 點接觸從動輪齒而發生於進入從動輪齒的漸開線之前，及接觸發生於主動輪的基圓下方的齒腹非漸開線的區間。因此被動輪漸開線的齒尖即移除主動輪非漸開線的齒腹，而造成主動輪輪齒的減弱。大齒輪會產生干涉的最大齒數如表 1。

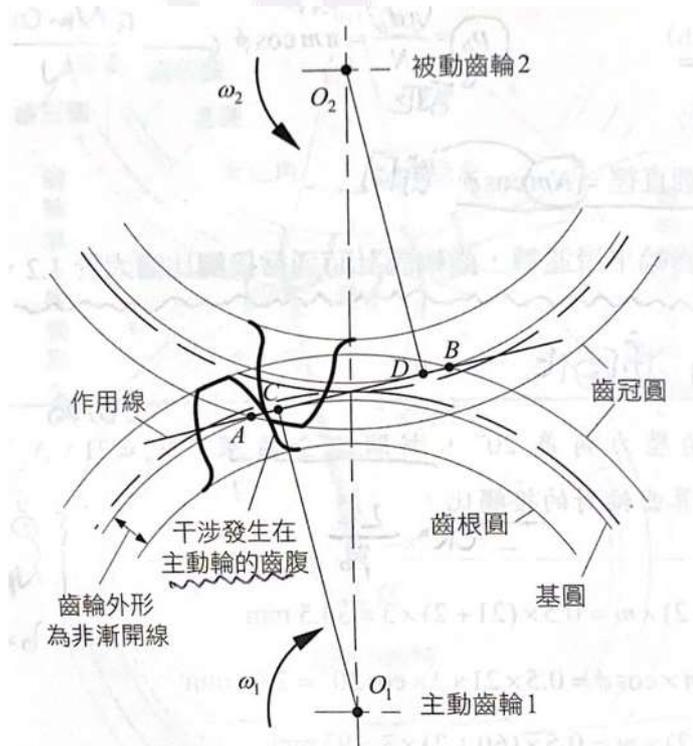


圖 1.4 齒輪示意圖 [7]

表 1.1 大齒會產生干涉的最大齒數[7]

小齒輪齒數	大齒輪的最大齒數
17	1309
16	101
15	45
14	26
13	16

消除干涉的方法如下：

### 1. 增加小齒輪的齒數

增加小齒輪的齒數會增大齒輪箱的尺寸，而增加生產成本，因此宜採用避免干涉現象的小齒輪最小齒數。

### 2. 增大壓力角(業界首選方式)

增大壓力角則基圓減小，因此輪齒的輪廓的漸開線部分增加。

### 3. 使用正移位係數的齒輪，增大齒輪的齒冠

利用移位的方式，使得小齒輪的齒冠比一般標準者大，而大齒輪的齒冠比一般標準者小。此對為非標準輪齒，不可互換。

### 1.2.2 計算推動力之理論公式

$$T = F_f \left( \frac{d_p}{2} \right) \times \tan(\rho - \beta)$$

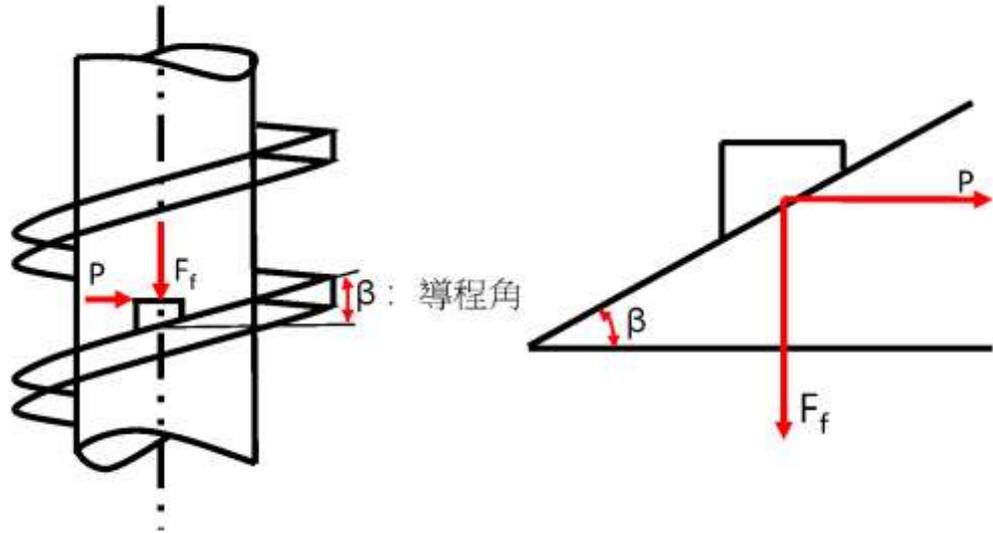


圖 1.5 方形螺紋受軸力  $F_f$  與切線力  $P$  的關係

以上圖中所示是方形螺紋受軸力  $F_f$  與切線力  $P$  的關係

其推導可以通過如下證明：

$$\text{所需扭矩, } T = P \times \frac{d_p}{2} \quad (1.2.1)$$

其中  $P$  為切線力， $d_p$  為左圖圓柱之直徑。

若對於右圖中的力進行 Y 與 X 方向的力分解，可得出：

$$\text{Y-方向, } Normal\ Force\ N = P \sin \beta - W \cos \beta \quad (1.2.2)$$

$$\text{X-方向, } \mu N = P \cos \beta - W \sin \beta \quad (1.2.3)$$

利用聯立方程，可求出：

$$P = \frac{W(\sin \beta + \mu_s \cos \beta)}{\cos \beta - \mu_s \sin \beta} \quad (1.2.4)$$

利用三角函數的和差角公式，可得出：

$$P = W \tan(\beta + \varphi) \quad (1.2.5)$$

與所需扭矩公式，經過聯立方程求解可得出：

$$T = W \cdot \frac{d_p}{2} \cdot \tan(\beta + \varphi) \quad (1.2.6)$$

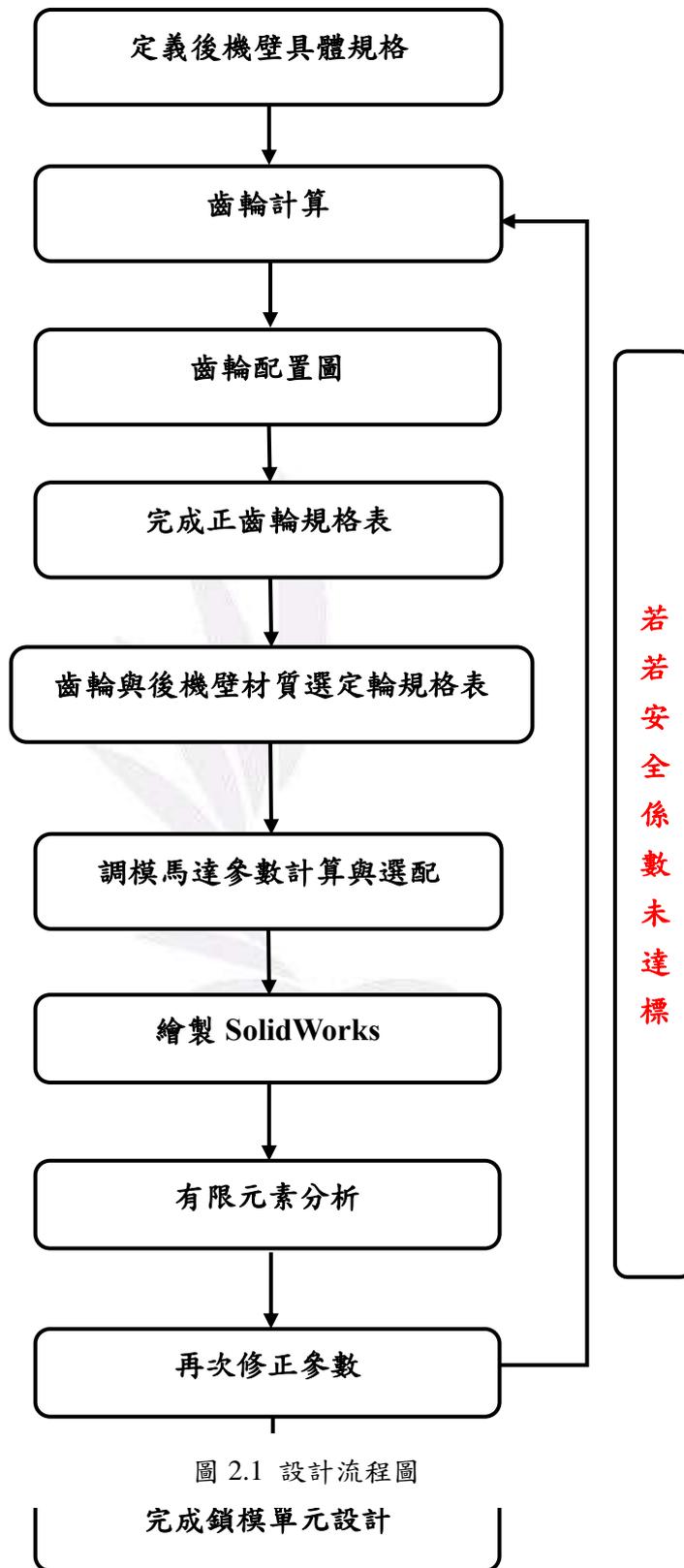
而在這次 Excel 所使用的公式如下：

$$T = F_f \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\rho + \beta) \quad (1.2.7)$$

其中  $F_f$  為鎖模單元重量， $\rho$  為摩擦角度

[摩擦係數  $\mu$  為 0.2， $\rho = \tan^{-1} \mu$ ]， $\beta$  為導程角

## 第二章 設計步驟與方法



## 2.1 設計步驟

### (一) 定義後機壁具體規格

參考市場上現有射出機台，制定後機壁與哥林柱規格。建立在此基本條件上，利用畢氏定理推算各齒輪之節圓直徑。

### (二) 齒輪計算

初步計算齒輪速比，確定齒輪的齒數和節圓直徑，避免干涉與過切現象，使用標準漸開線齒輪表計算齒根、全齒深和齒厚。透過 Excel 輔助計算，調整齒輪速比，以達到理想的調模時間（3.5 分鐘內完成 400mm 行程）。

### (三) 齒輪配置圖

依照前述兩步驟之規則繪製齒輪配置圖，為確保安全性能足夠，每齒輪的厚度預留至少達 20mm 以上，並需符合實際能被製造的整數齒數。

### (四) 完成正齒輪規格表

將前三項步驟之選配正齒輪的規格依照各齒輪的模數、外徑、節圓直徑、齒數、壓力角及材質等整理成詳細的規格表。

### (五) 齒輪與後機壁材質選定

確保齒輪以及後機壁其抗拉強度和耐壓性能包括製造難易度與成本，參考現今產業所使用的材質，作為選定的依據，最終利用簡易的強度計算來驗證其安全性是否足夠。

### (六) 調模馬達參數計算與選配

計算推動後螺母的需求扭力，選擇適合的減速馬達。確定馬達型號及其輸出軸規格，並確保其轉速符合需求。調模馬達在射出成型機中扮演著重要的角色，它提供了後機壁的動力。為達到 3.5 分鐘內完成 400mm 的調模行程需求，詳細計算調模馬達的扭力和轉速要求。

首先，通過步驟一到四定義正齒輪規格，可以計算出齒輪之間的相互減速比。然後，在咬合狀態下，整體齒輪的減速比也需要計算在內。

接下來，估算 400mm 調模行程所需的旋轉圈數。由於在哥林柱上，每個單位的牙距相當於旋轉一圈。將這個行程圈數與先前計算的減速比相乘，可以得到整個行程所對應的總旋轉圈數。

最後，根據所需的總旋轉圈數和需求的 3.5 分鐘調模時間，可以選擇合適的調模馬達 RPM（每分鐘旋轉圈數），這需要多次迭代計算才能得到最佳的數值。

在射出成型機的整體設計中，調模馬達的選擇和計算是一個關鍵步驟。它確保了在指定時間內完成所需的調模行程，同時也考慮了機械傳動系統的安全性能。

### （七）調模馬達繪製 SolidWorks

根據設計參數，使用 SolidWorks 繪製齒輪及調模機構的立體輔助視圖。在 SolidWorks 正齒輪的設計時有幾項要點，其中包括了：

- 確保齒輪的模數、壓力角、齒數等參數設計正確
- 考慮齒輪的材料、後機壁的材質
- 計算齒輪的接觸應力、彎曲應力等，確保強度滿足要求
- 設計齒輪的咬合狀況（沒有過切 Undercut 等現象），以確保順暢運轉

當在組合件中時。在組裝齒輪等零件時，要仔細檢查各零件之間是否存在干涉。可以使用 SolidWorks 的干涉檢查工具自動檢查。

### （八）有限元素分析

有限元素分析（Finite Element Analysis, FEA）是一種數值方法，用於對複雜結構進行模擬和分析。這種方法通過將結構分解成許多小的有限元素，並對每個元素進行數學建模，以便分析其行為。有限元素分析在工程運用中能夠幫助預測和評估產品的結構性能，包括應力分佈、變形量和位移量等方面。

利用 SolidWorks 進行模擬分析尤為重要，包括齒輪的應力、應變與位移靜態

分析。因為齒輪在運作中承受著巨大的載荷和磨損。透過分析齒輪的應力、應變與位移，可以確保齒輪在運行過程中不會發生失效。特別是在後機壁與哥林柱承受鎖模力的情況下，分析其最大 von Mises 應力、應變和位移，可以幫助設計更堅固的結構，從而提高整體機械系統的可靠性和性能。

#### (九) 再次修正參數

根據有限元素分析結果，修正設計參數，確保所有部件在合理的安全係數範圍內。

#### (十) 再次修正參完成鎖模單元設計

確認所有設計步驟和分析結果，完成鎖模單元的最終設計。

## 2.2 設計方法

總結以上設計步驟，所使用之設計方法：涵蓋齒輪與節圓直徑設計、減速比計算、材料與調模馬達的選配、SolidWorks 立體輔助繪圖與有限元素分析以最終的參數修正，來完成此次設計專案。透過這些設計方法以確保調模機構的高效性、精確性和安全性，並通過 SolidWorks 和有限元素分析進行最終驗證，為臥式射出機鎖模單元的設計和性能提供了可靠的步驟、方法與解決方案。

### 第三章 工程設計

#### 3.1 初始後機壁規格

尺寸(長 x 寬 x 厚) : 1035mm x 990mm x 405mm

材質 : FCD-500 球狀石墨鑄鐵

重量 : 2739.22 kg (SolidWorks 計算)

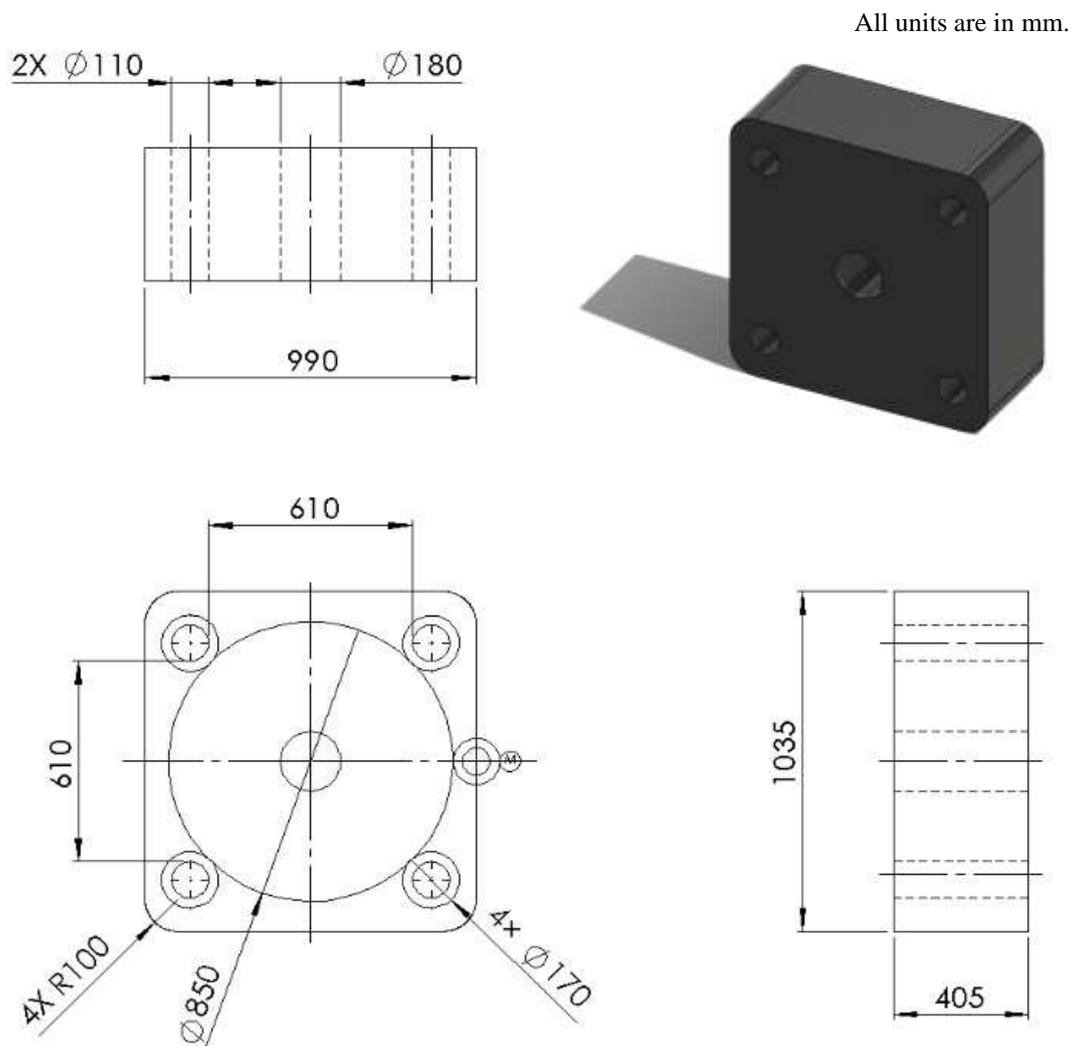


圖 3.1 初後機壁 SolidWorks 三視圖

### 3.2 優化後後機壁規格 (v2)

尺寸(長 x 寬 x 厚) : 1035mm x 990mm x 405mm

材質 : FCD-500 球狀石墨鑄鐵

重量 : 2233.03 kg (SolidWorks 計算)



圖 3.2 後機壁 (v2) SolidWorks 零件圖 (等角視圖)

```
Mass properties of 後機壁v2
Configuration: Default
Coordinate system: -- default --

Density = 0.01 grams per cubic millimeter

Mass = 2233032.67 grams

Volume = 310143427.00 cubic millimeters

Surface area = 4965743.07 square millimeters

Center of mass: ( millimeters )
X = 0.00
Y = 6.10
Z = 231.25
```

圖 3.3 優化後後機壁 (v2) 重量參數

經過鏤空和去除不需要的邊角後，後機壁的重量大幅減輕。在使用相同材料 FCD-500 球狀石墨鑄鐵且尺寸相同的條件下，原本 2739.22 公斤的重量減少至 2233.03 公斤。此更新重量設計大幅減輕了整體後機壁在哥林柱上運動時的負擔，顯著加速了移動調模座的時間。

### 3.3 哥林柱設計

#### 3.3.1 哥林柱規格

直徑： $\phi 110$

柱內距：610mm

支柱牙：P6

調模行程：400mm

材質：NH48MV 金十字非調質鋼材

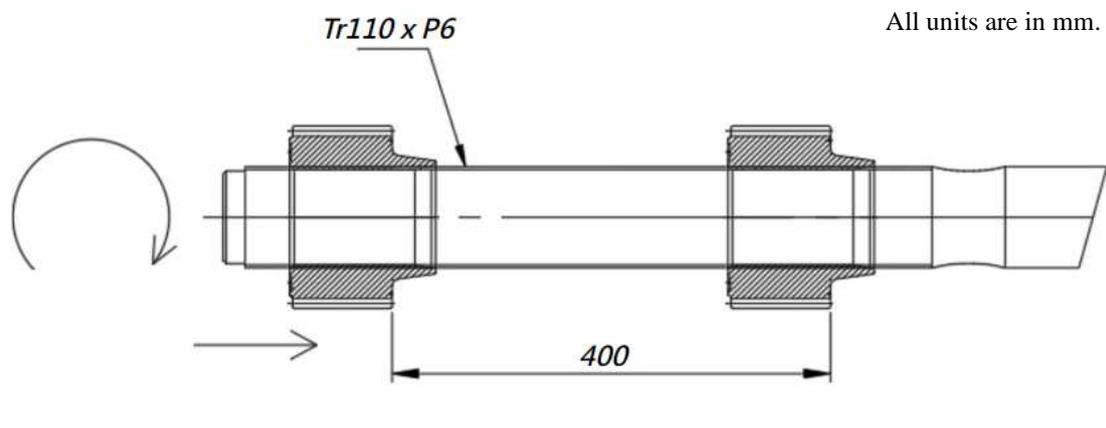


圖 3.4 哥林柱梯型齒輪規格與行程（從左尾端看，齒輪往順時針方向旋轉）

#### 3.3.2 哥林柱 NH48MV 非調質鋼機械性質與優點



圖 3.5 JFE 的非調質鋼 NH48MV 的產品規格 [5]

- 拉伸強度達到 880N/mm<sup>2</sup>。因此可以替代 SCM435、SCM440 調質鋼。可以製造寬範圍尺寸，從直徑  $\phi 45$  至 190mm。同時，根據需求，也可以製造超過  $\phi 190$ mm 的尺寸。
- 擁有 1mm/m 的直線度。

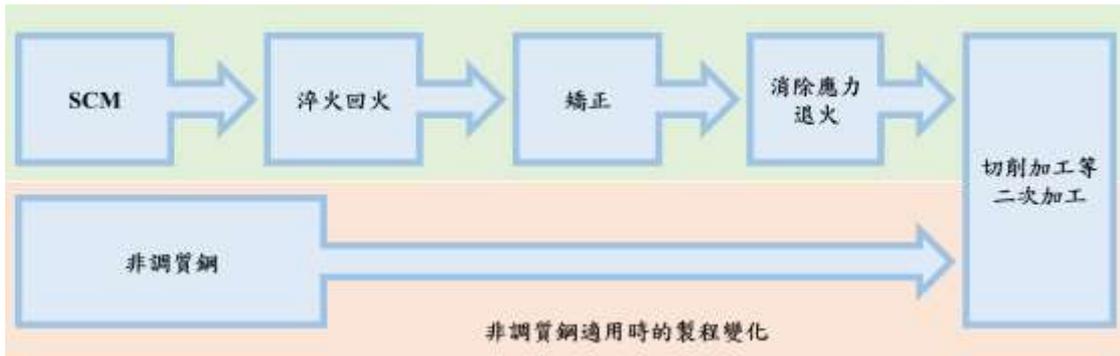


圖 3.6 非調質鋼適用時的製程變化 [5]

### 非調質鋼的應用優勢 [2]

- 通過省略淬火和回火處理，可以大幅降低能源消耗。
- 可以省略淬火和回火後的矯正工作。此外也不需要矯正後的扭曲矯正燒鈍。
- 通過上述省略，可以縮短交貨期。同時，庫存管理、工藝管理、生產管理和質量管理的工作量也可以大幅減少。
- 由於材料全斷面均勻，因此不受切削深度和形狀的限制。

### NH48MV 鋼材特性 [2] :

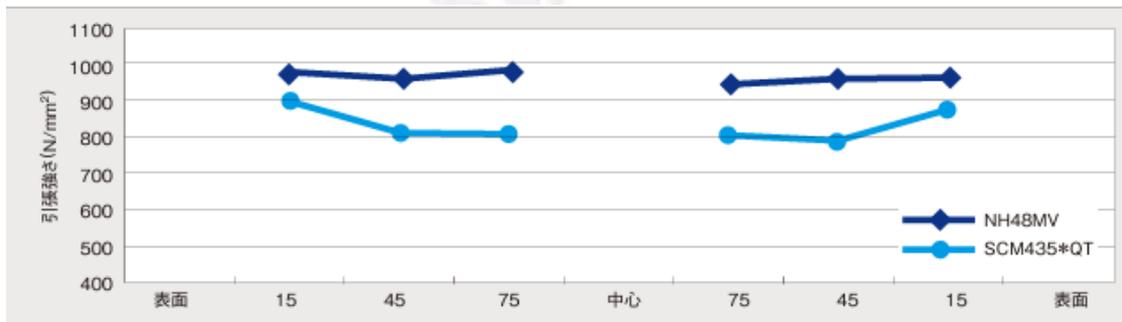


圖 3.7 材料的拉伸強度與表面深度比較折線圖 [5]

- NH48MV 具有全斷面均一的材料特性，而 SCM 淬火回火材料在淬火硬化層部和未淬火中心部的材料特性存在差異。這種差異隨著棒鋼直徑的增大而變得明顯。因此，棒鋼直徑越大，NH48MV 的優勢就越明顯。

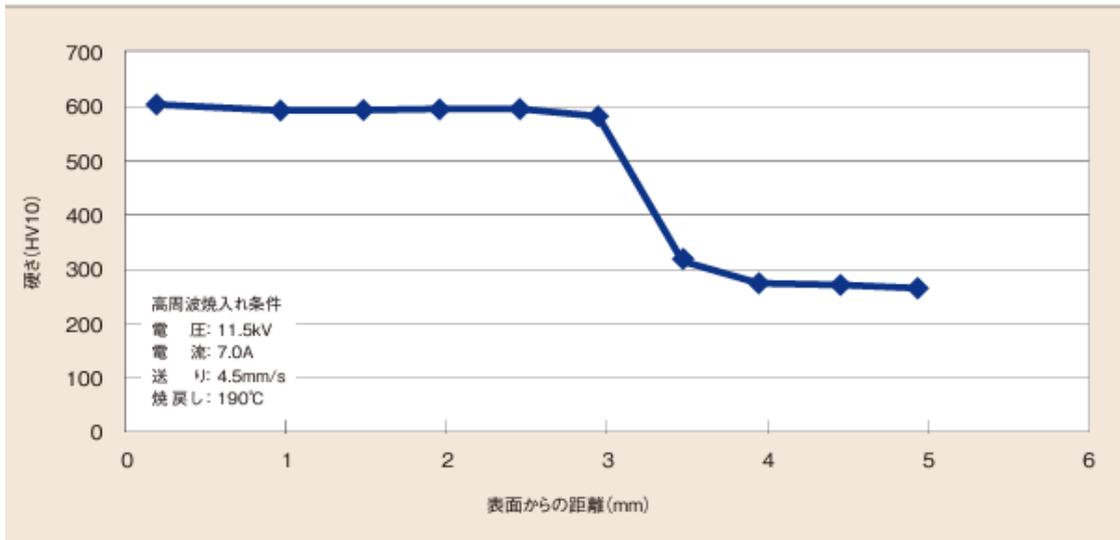


圖 3.8 NH48MV 的高周波燒入性 [5]

- 圖 3.8 顯示了 NH48MV 高頻淬火回火後的深度方向硬度分布。硬化層部的硬度約為 600HV。

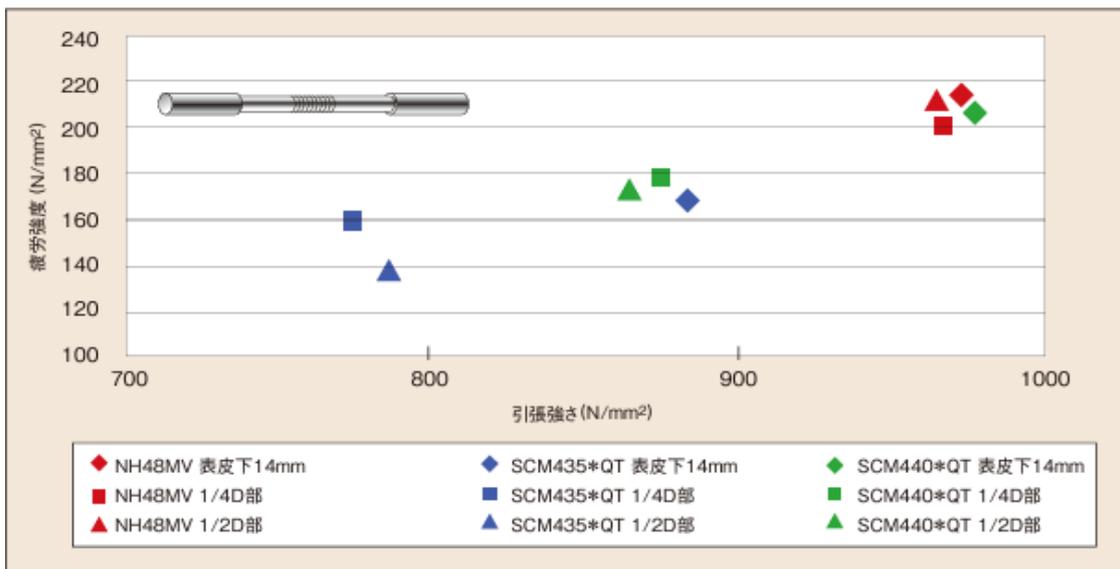


圖 3.9 材料的拉伸強度與疲勞強度分類圖 [5]

- 圖 3.9 展示了螺紋旋轉彎曲疲勞試驗的結果。疲勞強度通常與拉伸強度有很強的相關性。NH48MV 具有與 SCM 完全調質部相當或更高的拉伸強度，並且在使用螺紋試驗片進行疲勞試驗時，顯示出與或更高的疲勞強度。此外，在 SCM 完全調質部以外、接近中心部的不完全熱處理部位，NH48MV 的拉伸強度優於任何位置和標準，疲勞強度也同樣如此，NH48MV 具有優勢。

### 3.4 齒輪計算

#### 3.4.1 初次齒輪計算

先備條件:齒輪速比是齒輪的齒數相除,齒輪 C 跟齒輪 D 同軸所以速比相同。  
假設馬達(正齒輪 E) 額定轉速是每分鐘轉 65 圈(65rpm) 。以下是計算速比過程。  
減速比 Gear Ratio 計算公式：

$$\text{減速比} = \frac{\text{輸入轉速}}{\text{輸出轉速}} \quad (1.2.7)$$

$$A/B = 40/186 = 0.215$$

$$B/D = 186/28 = 6.643$$

$$C/E = 54/18 = 3$$

$$(A/B) \times (B/D) \times (C/E) = 4.286$$

當正齒輪 A 轉 1 圈時,馬達轉 3.34 圈。支柱牙是用公制 T 型螺紋,此處是 Tr110×6,一般正牙表示當螺母順時針方向旋轉時,螺母往右移動。假設哥林柱不動,當螺母轉 1 圈時,螺母可以前進或後退 1 牙,以來說 Tr110×6,牙距是 6mm,表示當後螺母(正齒輪 A) 旋轉 1 圈時,後螺母移動 6mm。

$$400/6 = 67 \text{ 圈}$$

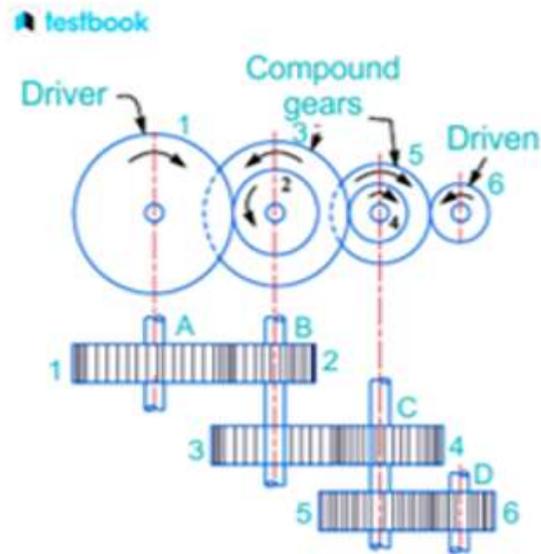
$$67 \times 4.286 = 287.43 \text{ 圈}$$

$$287.43/65 = 4.422 \text{ 分鐘} = 265 \text{ 秒}$$

假設後螺母可移動的最大距離是 400 mm,那麼後螺母要轉 67 圈才可以移動 400 mm,馬達(正齒輪 E)額定轉速是每分鐘轉 65 圈(65 rpm),當後螺母要移動 400 mm 時,必須要轉 67 圈而後螺母轉 1 圈時,馬達要轉 4.286 圈得到後螺母移動 400 mm 時,馬達要轉 287.43 圈,而馬達需要花 4.422 分鐘。

### 3.4.2 齒輪計算優化（行程時間 3.5 分鐘以內）

首次計算的時候未控制整體移動所需時間，因此整體馬達所需完成 400mm 行程的時間為 4.422 分鐘超出了 3.5 分鐘的目標。



$Z$  = Number of teeth on the respective gear &  $N$  = Speed of rotation of the respective gear.

Step 4: The final gear ratio is calculated by multiplying all the individual gear ratios. Mathematically,

$$i_{total} = i_{s1} \times i_{s2} \times i_{s3} = \frac{N_1}{N_2} \times \frac{N_3}{N_4} \times \frac{N_5}{N_6}$$

The gear ratio in terms of the number of teeth on a gear is given as

$$i_{total} = i_{s1} \times i_{s2} \times i_{s3} = \frac{Z_2}{Z_1} \times \frac{Z_4}{Z_3} \times \frac{Z_6}{Z_5}$$

[ps://testbook.com/mechanical-engineering/compound-gear-train-definition-diagram-and-applicati](https://testbook.com/mechanical-engineering/compound-gear-train-definition-diagram-and-applicati)

圖 3.10 齒輪減速比方程式

(Spur Gear)	Tooth Count
Gear A	40
Gear B	186
Gear C	54
Gear D	36
Gear E	18
A/B	0.21505376
B/D	5.16666667
C/E	3

圖 3.11 正齒輪 A 至 E 的齒數與減速比

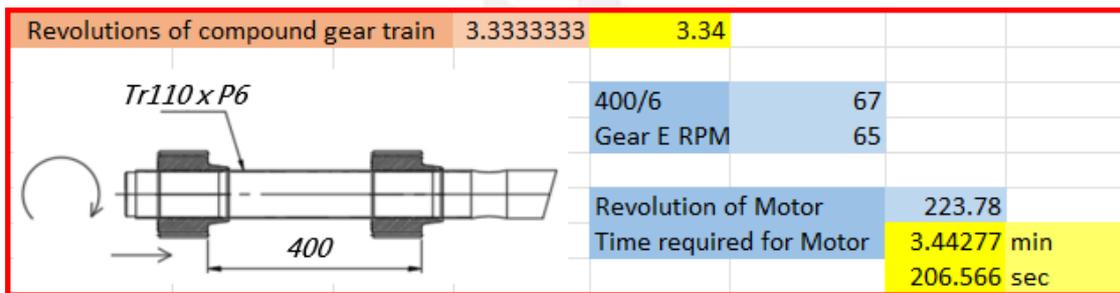


圖 3.12 Excel 計算齒輪馬達運轉所需的時間

於是在第二次計算時，使用 Excel 輔助，將算式匯入並且對應 3.5 分鐘內的時間需求。由於 B/D 減速比的影響較大，因此針對正齒輪 D 進行改良，增加了其齒數，從 28 齒成了 36 齒。其整體調配齒輪的速比，從原先的 4.286 降至 3.34，而調模機座所需移動時間也從 4.422 分鐘降至 3.44 分鐘。

### 3.4.3 齒輪配置圖：

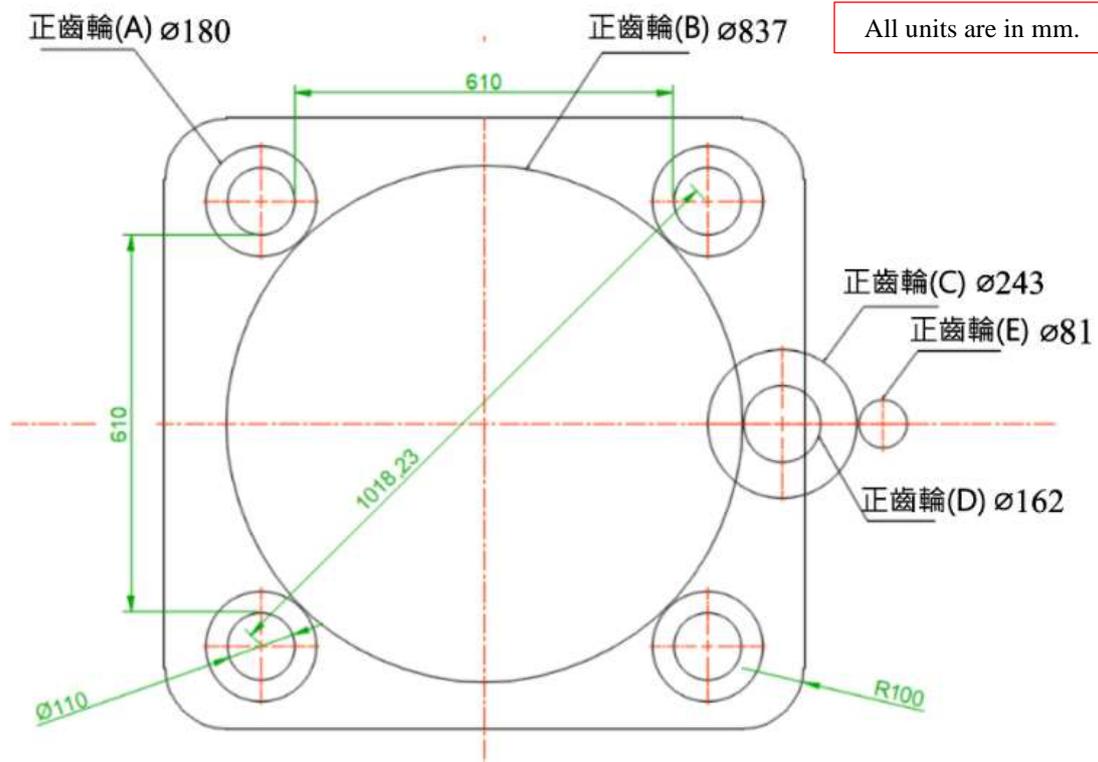


圖 3.13 自行繪製之齒輪配置圖

哥林柱的直徑 110mm、柱內距為 610mm。齒輪配置圖的設計理念包括了：

1. 哥林柱內距，利用畢氏定理計算出(A+B=1018.23)
2. 每個齒輪的肉厚至少達 20mm 以上(齒輪 A 與 E)
3. 所設計的齒數皆為整數（符合工廠製造）
4. 整體比例，尤其齒輪 C、D (參考老師所提供 120AE 範例)

### 3.4.4 正齒輪表

表 3.1 正齒輪 A 規格

(1) 正齒輪 A	
模數	4.5
外徑	ø189
節圓直徑	ø180
齒數	40
壓力角	20°
材質	FCD-500 球狀石墨鑄鐵

表 3.2 正齒輪 B 規格

(1) 正齒輪 B	
模數	4.5
外徑	ø846
節圓直徑	ø837
齒數	186
壓力角	20°
材質	FCD-500 球狀石墨鑄鐵

表 3.3 正齒輪 C 規格

(1) 正齒輪 C	
模數	4.5
外徑	ø252
節圓直徑	ø243
齒數	54
壓力角	20°
材質	FCD-500 球狀石墨鑄鐵

表 3.4 正齒輪 D 規格

(1) 正齒輪 D	
模數	4.5
外徑	ø171
節圓直徑	ø162
齒數	36
壓力角	20°
材質	FCD-500 球狀石墨鑄鐵

表 3.5 正齒輪 E 規格

(1) 正齒輪 E	
模數	4.5
外徑	ø90
節圓直徑	ø81
齒數	18(>14)
壓力角	20°
材質	S45C 中碳鋼





圖 3.14 哥林柱上的正齒輪 A 與正齒輪 B 咬合 [3]

圖 3.14 顯示正齒輪 A (有內螺紋) 咬合哥林柱上的梯型螺紋順時針旋轉。使得後機壁得以前進。且基於速比以及考慮支柱牙移動時間，故將齒數配置為上述之條件，至於正齒輪 E 的齒數，則是因為正齒輪 E 要防止齒輪產生干涉，於課本表 6-4 中，要使其不產生干涉的最小齒數需大於 14，為達到要求及配合速比，我們將正齒輪 E 的齒數設為 18 以達成前述條件(3.5 分鐘可以走完行程且不發生干涉)。

而後機壁及正齒輪 A、B、C、D 皆採用 FCD-500 球狀石墨鑄鐵作為模板材質的選擇，其特性包括卓越的抗拉強度，能夠有效抵擋射出過程中的壓力，確保在高壓高速的情況下模板不會變形，進而防止製品出現翹曲或毛邊等不良現象。

### 3.4.5 優化齒輪 A

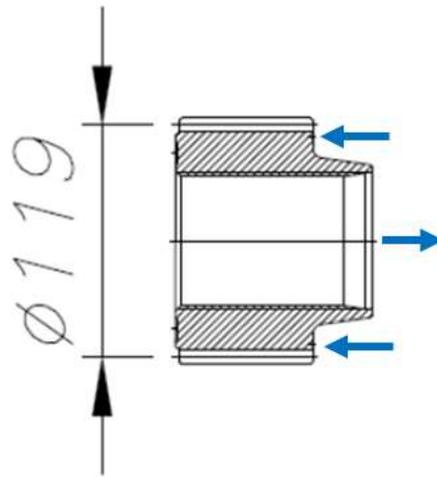


圖 3.15 齒輪 A 受力狀況示意圖（參考老師所提供的範例）

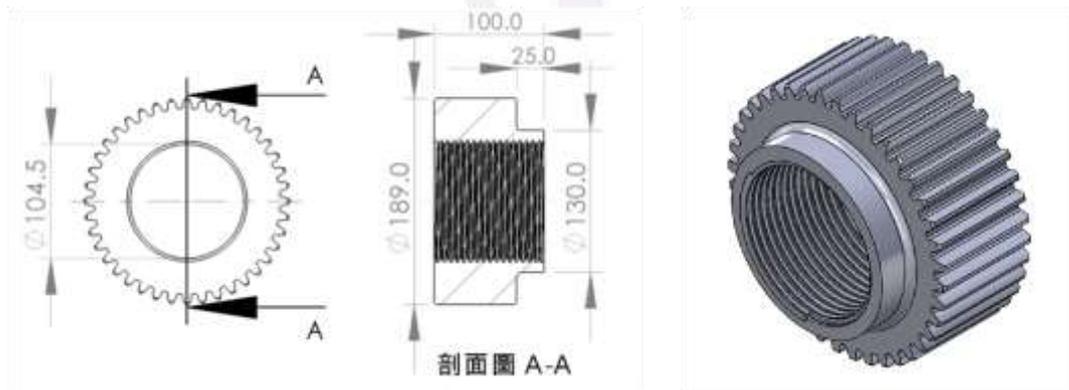


圖 3.16 自製優化齒輪 A 之平面視圖(左)與立體等角視圖(右)

圖 3.15 所示是齒輪 A 的受力狀況，鎖模時摩擦片與齒輪 A 會產生作用力及反作用力。若齒的尺寸一致，受力面無預留伸展空間，則第一牙或第一個齒的承受應力較大，固定模版變形引發扭折力，最大受力點超過金屬的疲勞強度，未斷裂面積無法承受總拉力時，大柱便會斷裂。改良後，使用帶有前凸受力面且預留伸展空間，可分散集中的應力，每一牙的受力也得以趨於平均的應力分佈。

### 3.5 SolidWorks 齒輪繪製

表 3.6 齒輪參數設計之參考表[4]

*m, module 指的是齒輪模數	20° 全齒深
壓力角 (Pressure Angle)	20°
齒冠 (Addendum)	$m$
齒根 (Dedendum)	1.25m
齒隙 (Clearance)	0.25 $m$
工作深度	2 $m$
全齒深	2.25 $m$
齒厚 (Tooth Thickness)	1.5708 $m$

根據以上的標準漸開線齒輪表，可得出：

$$\text{齒根} = 1.25 \times 4.5 = 5.625 \text{ mm}$$

$$\text{全齒深} = 2.25 \times 4.5 = 10.125 \text{ mm}$$

$$\text{齒厚} = 1.5708 \times 4.5 = 7.0686 \text{ mm}$$

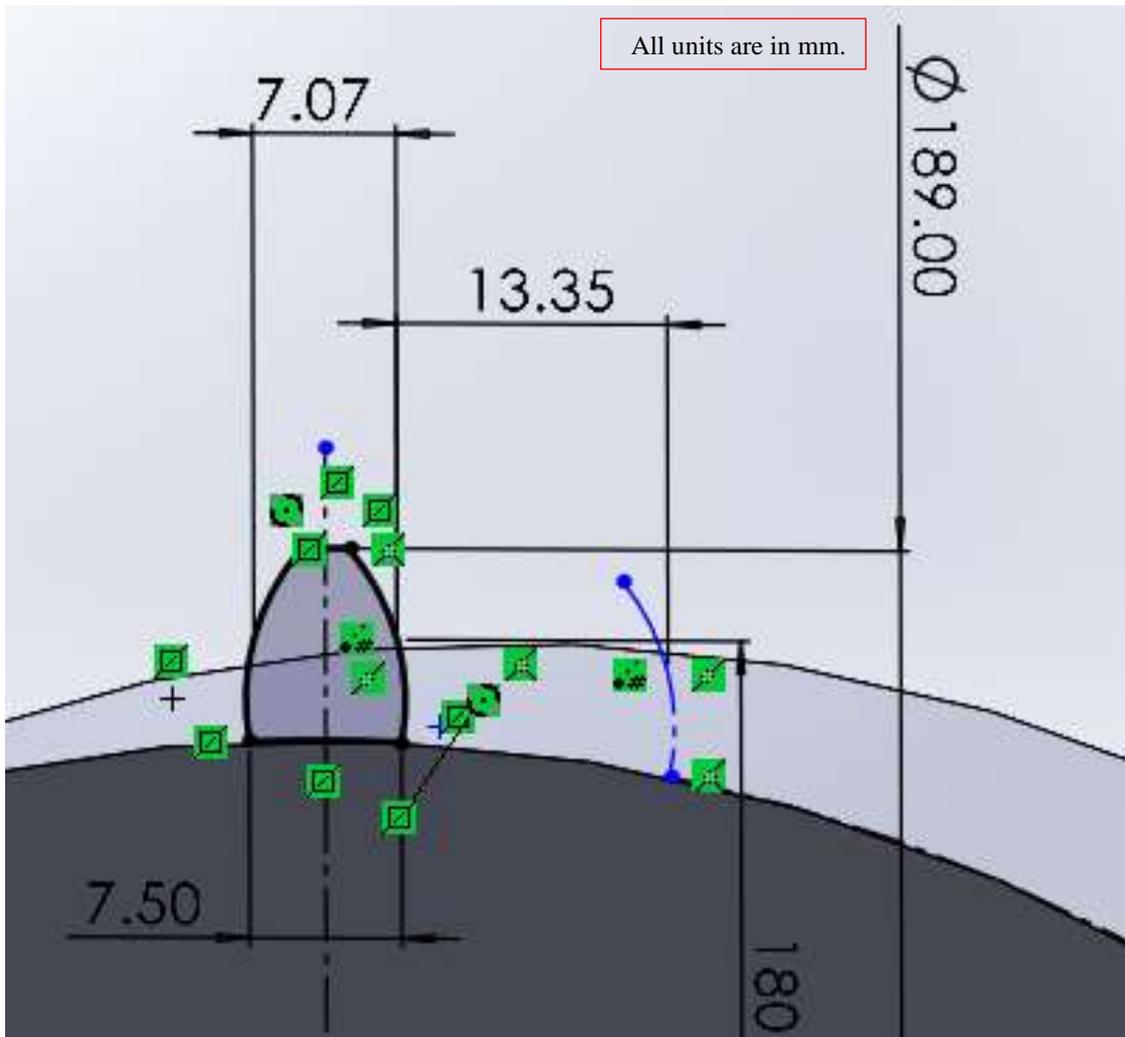


圖 3.17 將設計參數繪入 SolidWorks 草圖

\*SolidWorks 所設計的齒輪具有公差。黑線則代表了其草圖已經完全定義。

圖 3.16 顯示了在 SolidWorks 中設計齒輪 A 的界面。標記了齒輪的主要參數，包括外徑為 189 mm、節圓直徑為 180 mm、齒厚為 7.07 mm（以節圓為基準），以及周節為 13.35 mm。

根據齒輪參數設計的參考表 [4]，齒輪的內徑可以通過將節圓直徑 180 mm 減去齒根的兩倍來計算。因此，齒輪 A 的內徑約為 168 mm。

$$180 \text{ mm} - (5.625 \text{ mm} \times 2) \approx 168 \text{ mm}$$

在設計齒輪 B、C、D 和 E 時，我們也遵循了相同的思路和方法。

### 3.6 調模馬達參數

我們首先透過以下理論公式計算出推動後螺母的需求扭力。

$$T = F_f \left( \frac{d_p}{2} \right) \times \tan(\rho - \beta) \quad (1.2.7)$$

推動後螺母的需求扭力為 18.1151 kg-m，並且目標安全係數需趨近於 1.5，將先前透過每個齒數所計算出之速比乘上所選定的調模馬達扭力(馬達輸出軸規格為 28mm)，則能夠得出後螺母的實際扭力。

0.75KW				減速比 Gear Ratio	出力轉速 Out. rpm	
出力軸容許扭力荷重					60Hz	50Hz
型號 Type	60Hz Kg·m	50Hz Kg·m	O.H.L. Kgf			
28	1.9	2.3	130	5	360	300
	3.9	4.6	180	10	180	150
	4.9	5.7	190	12.5	144	120
	5.8	6.9	220	15	120	100
	7.7	9.3	240	20	90	75
	9.6	11.6	250	25	72	60
				30	60	50

圖 3.18 東立小型齒輪馬達型錄

後螺母 (齒輪A)	變速大 (齒輪C)	變速小 (齒輪D)	調模馬達 (齒輪E)	速比	支柱後牙距 mm (P6)	油壓馬達RPM
285AE	40	54	36	18.334	6	65

RPM依據馬達自身減速比

圖 3.19 使用 Excel 試算表計算調模馬達參數

調模 長mm	全時間 分	調模馬達 扭力kg.m	支柱後螺 母有效徑 mm	螺紋摩擦 係數	預估調模 重量kg	後螺母需 求扭力kg .m	後螺母實際扭 力kg.m	比例(安 全係數)
400	3.425641	7.7	107	0.2	2772.51	18.3352	25.718	1.40265
		<b>winsheng:</b> PF28-750-25S-3B		<b>Khaw Eugene:</b> 後機壁+齒輪，不加哥 林柱				
								≈1.5

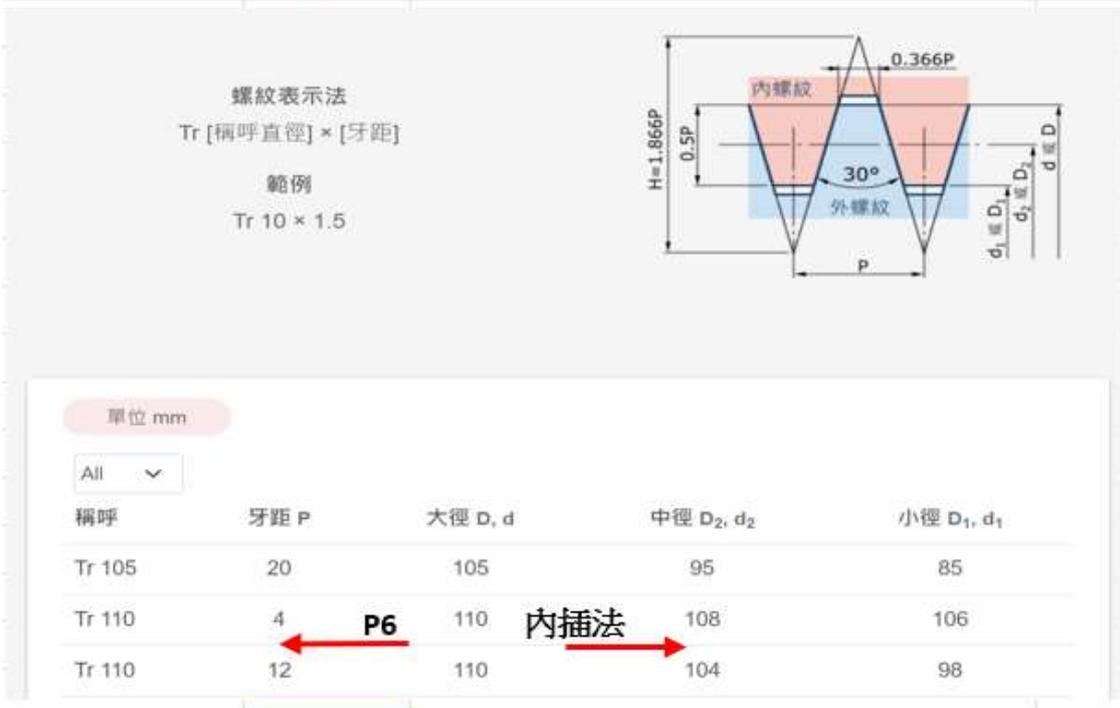
圖 3.20 使用 Excel 試算表計算調模馬達參數

依照東立小型齒輪馬達型錄，所採用的馬達型號是根據台灣 60Hz 的供電頻率為輸入端，以及 28mm 的出力軸。而最終選用的馬達型號為 PF28-0750-25S-3B。其中，PF 代表立式馬達；直徑 28mm 為出力軸；750W 為馬力 HP；減速比 Ratio 為 1/25；還有 B 為電磁剎車。

值得一提的是，這次驅動齒輪 E 所使用的轉速為 65RPM。因此在馬達型錄中在供電頻率為 60Hz 的條件下，其最高出力轉速是 72RPM，也正符合了所需 65RPM 的基本需求。

### 3.7 哥林柱後螺母參數

支柱後螺母有效徑mm



內插法得出

107

圖 3.21 計算哥林柱後螺母有效直徑 [5]

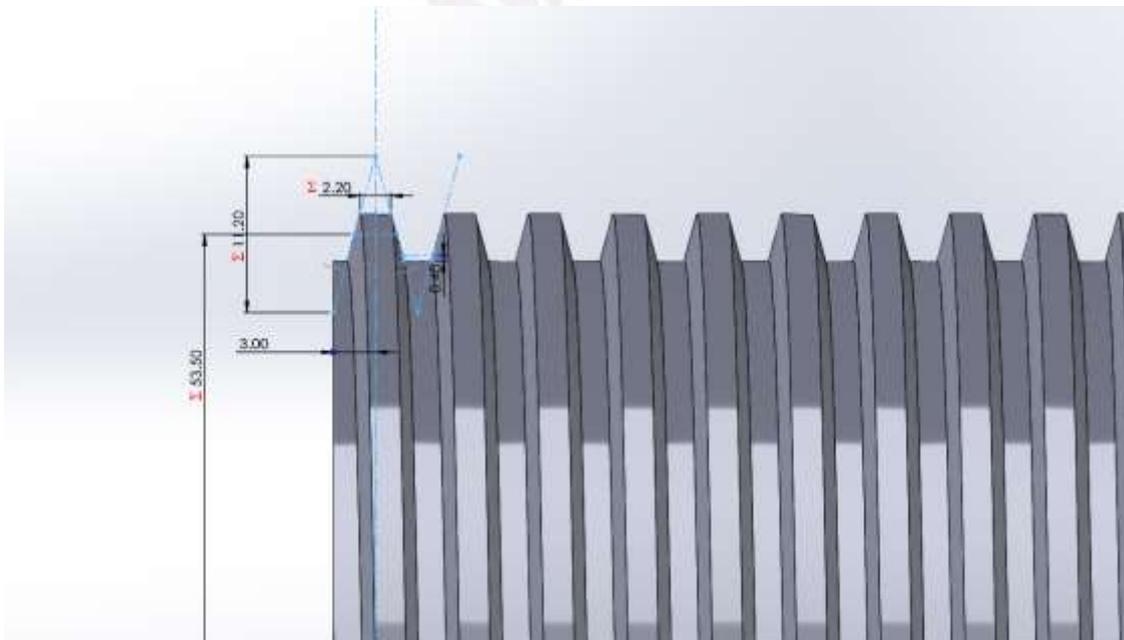


圖 3.22 將計算之參數繪入 SolidWorks 當中

### 3.8 平行方鍵與鍵槽設計

鍵的用途是將帶輪、齒輪、鏈輪、凸輪及其他機件固定在軸上，使它們成為一體來傳遞動力。因此，鍵的主要功能是結合機件以傳遞動力。機件結合的方法有很多種，其中「收縮緊固結合」僅適用於永久結合；使用「固定螺釘」結合則只適合傳送小的動力。而在需要傳遞較大動力且經常需要拆裝的情況下，使用「鍵」來結合傳動是最為方便的。

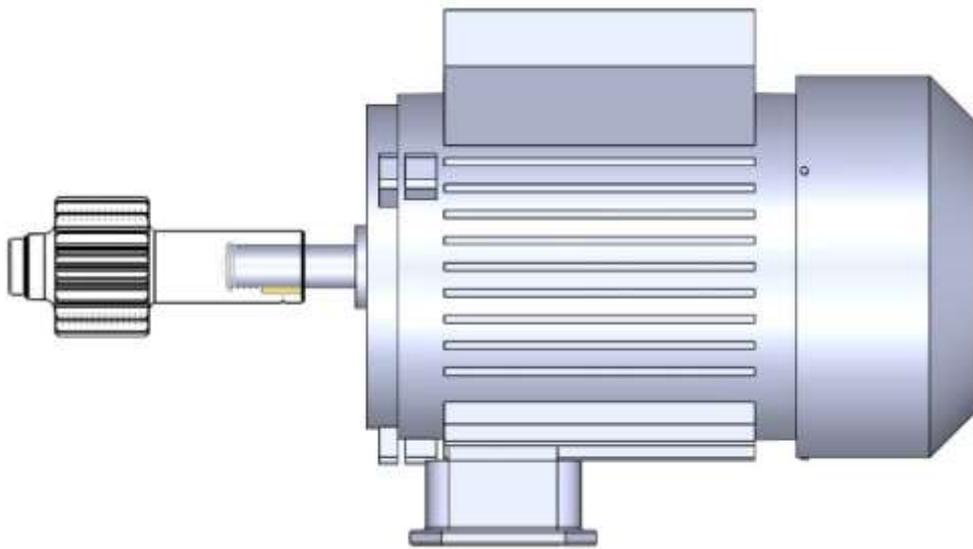


圖 3.23 SolidWorks 中馬達與齒輪 E 的組合圖

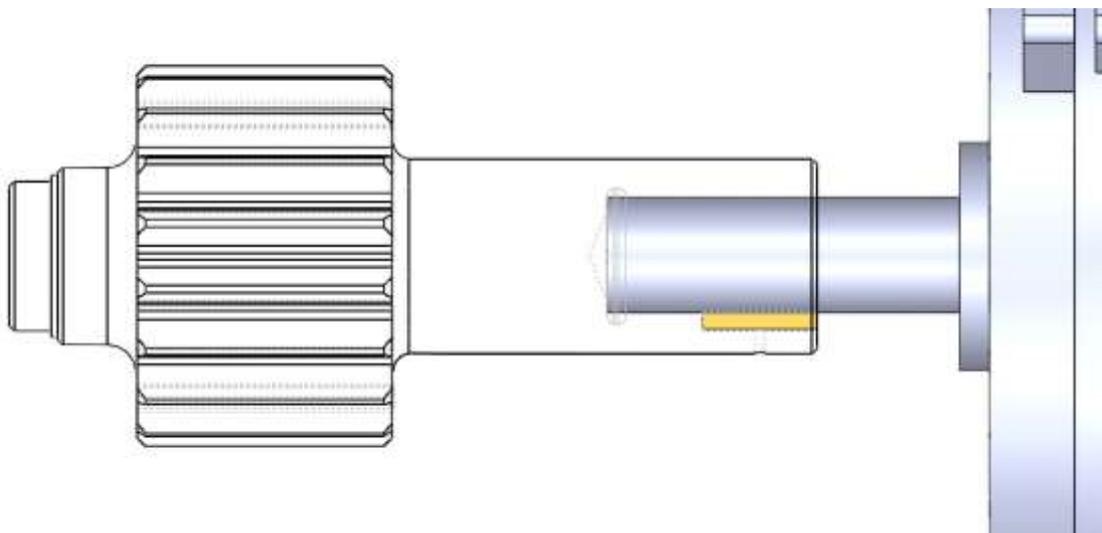


圖 3.24 馬達軸、齒輪 E 與平行鍵組合示意圖

如圖 3.24 所示，這次設計中馬達與齒輪 E 傳遞時，所使用的是平行鍵與一個固定螺絲以確保能夠穩定的傳送扭矩，其中還起到固定組件的功用，確保安裝的精確性；選擇平行方鍵是因其簡單易製造，可承受較大的扭矩，安裝拆卸容易。

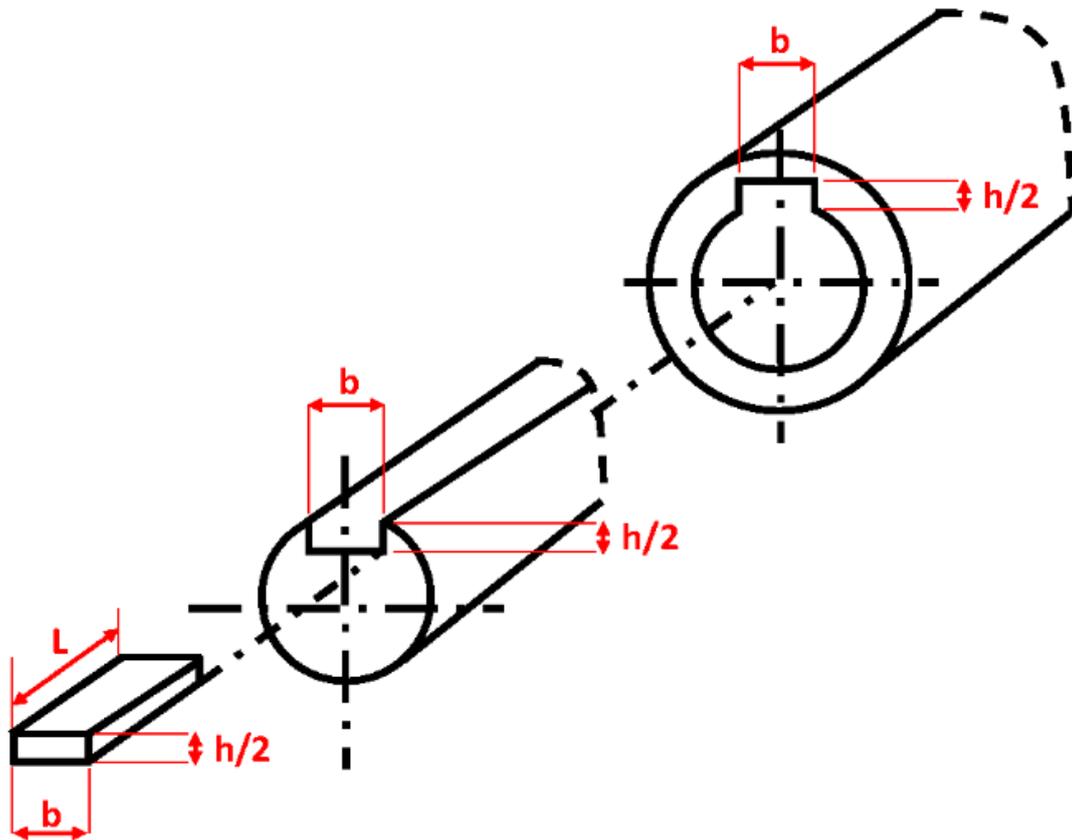


圖 3.25 平行鍵、鍵座與鍵槽組裝

其中  $b$  = 鍵的寬度， $L$  = 鍵的長度， $h$  = 鍵的高度

$$\text{Torque, } T = \frac{60 \times 10^6 \times H}{2\pi n} \quad (5.4.1)$$

$$H = \text{馬達功率} = 0.75\text{kW}$$

$$n = \text{油壓馬達轉速} = 65\text{RPM}$$

$$\text{代入後算出：} T = \frac{60 \times 10^6 \times 0.75}{2 \times \pi \times 65} = 110184.19 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

假設壓縮應力 = 拉伸應力(材料：S45C)：

$$S_{yc} = S_{yt} = 35 \frac{kgf}{mm^2} = 343 MPa$$

$$\text{安全係數} = 4.0, \sigma_c = \frac{S_{yc}}{N_{sf}} \quad (5.4.2)$$

$$\sigma_c = \frac{343 MPa}{4} = 87.75 MPa$$

依課本第 96 頁，[7]

利用最大應力破壞理論 Maximum Stress Failure Theory：

$$S_{sy} = 0.5S_{yt} \quad (5.4.3)$$

$$S_{sy} = (0.5)(343) = 171.5 MPa$$

$$\tau = \frac{S_{sy}}{N_{sf}} \quad (5.4.4)$$

$$\tau = \frac{171.5 MPa}{4} = 42.875 MPa$$

課本 8.11 式：

$$\tau = \frac{2T}{dbL} \rightarrow L = \frac{2T}{db\tau} \quad (5.4.5)$$

$$L = \frac{2 \times 110184.19 N \cdot mm}{28mm \times 8mm \times 85.75 MPa} = 22.95 mm$$

課本 8.12 式：

$$\sigma_c = \frac{4T}{dhL} \rightarrow L = \frac{4T}{dh\sigma_c} \quad (5.4.6)$$
$$L = \frac{4 \times 110184.19 \text{ N} \cdot \text{mm}}{28\text{mm} \times 7\text{mm} \times 85.75 \text{ MPa}} = 26.22 \text{ mm}$$

最終設計因保守起見所選用的平行鍵長度為  $L=27\text{mm}$ ，高度為  $h=7\text{mm}$ ，寬度為  $b=8\text{mm}$ 。



### 3.9 SolidWorks 組合圖

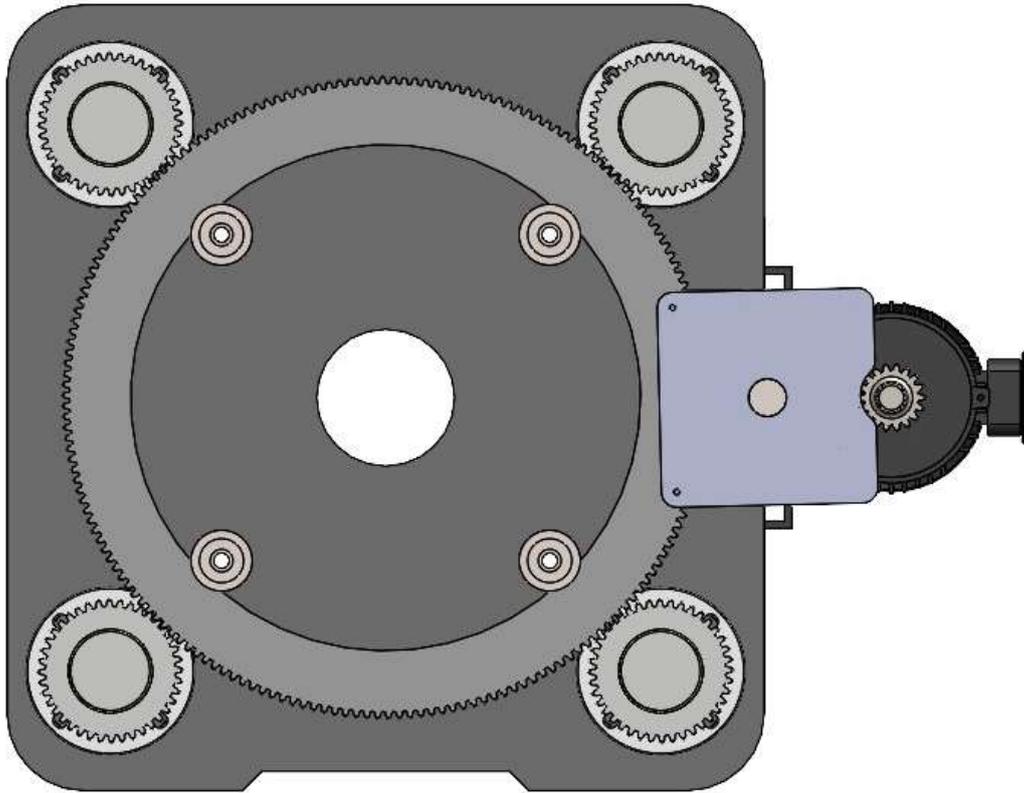


圖 3.26 調模機構之 SolidWorks 組合圖(前視圖)

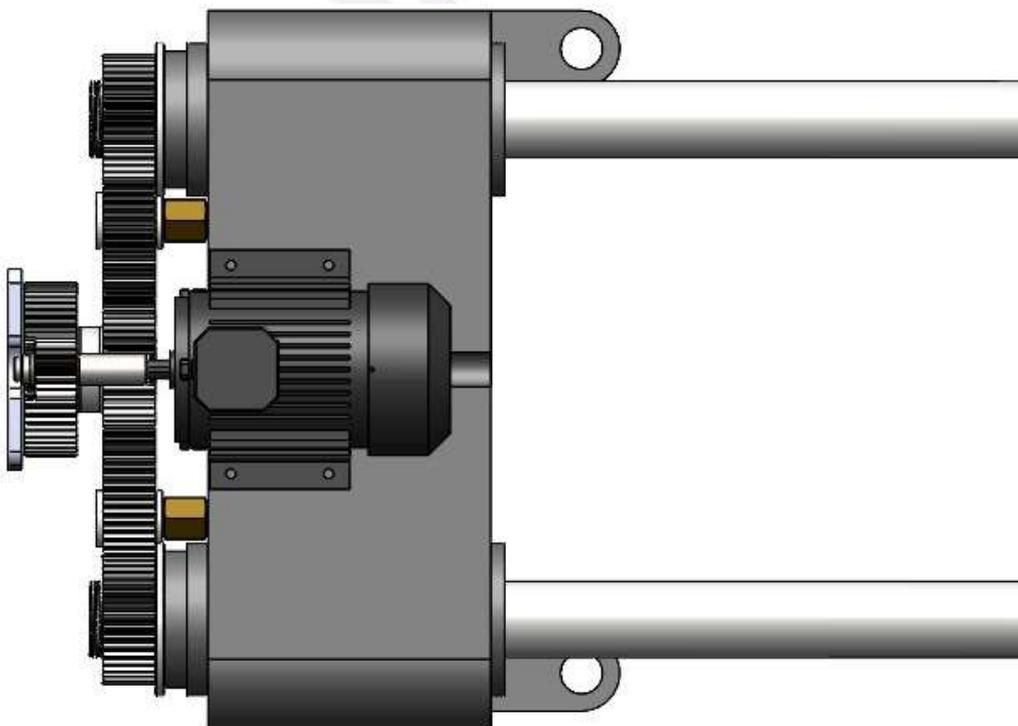


圖 3.27 調模機構之 SolidWorks 組合圖(右視圖)

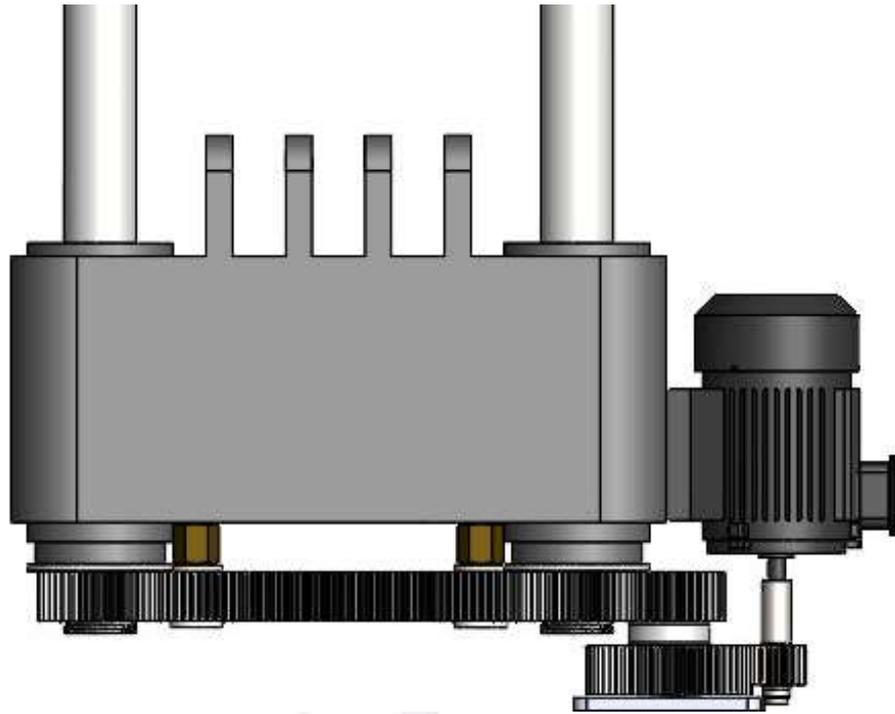


圖 3.28 調模機構之 SolidWorks 組合圖(上視圖)



圖 3.29 調模機構之 SolidWorks 組合圖(等角視圖)

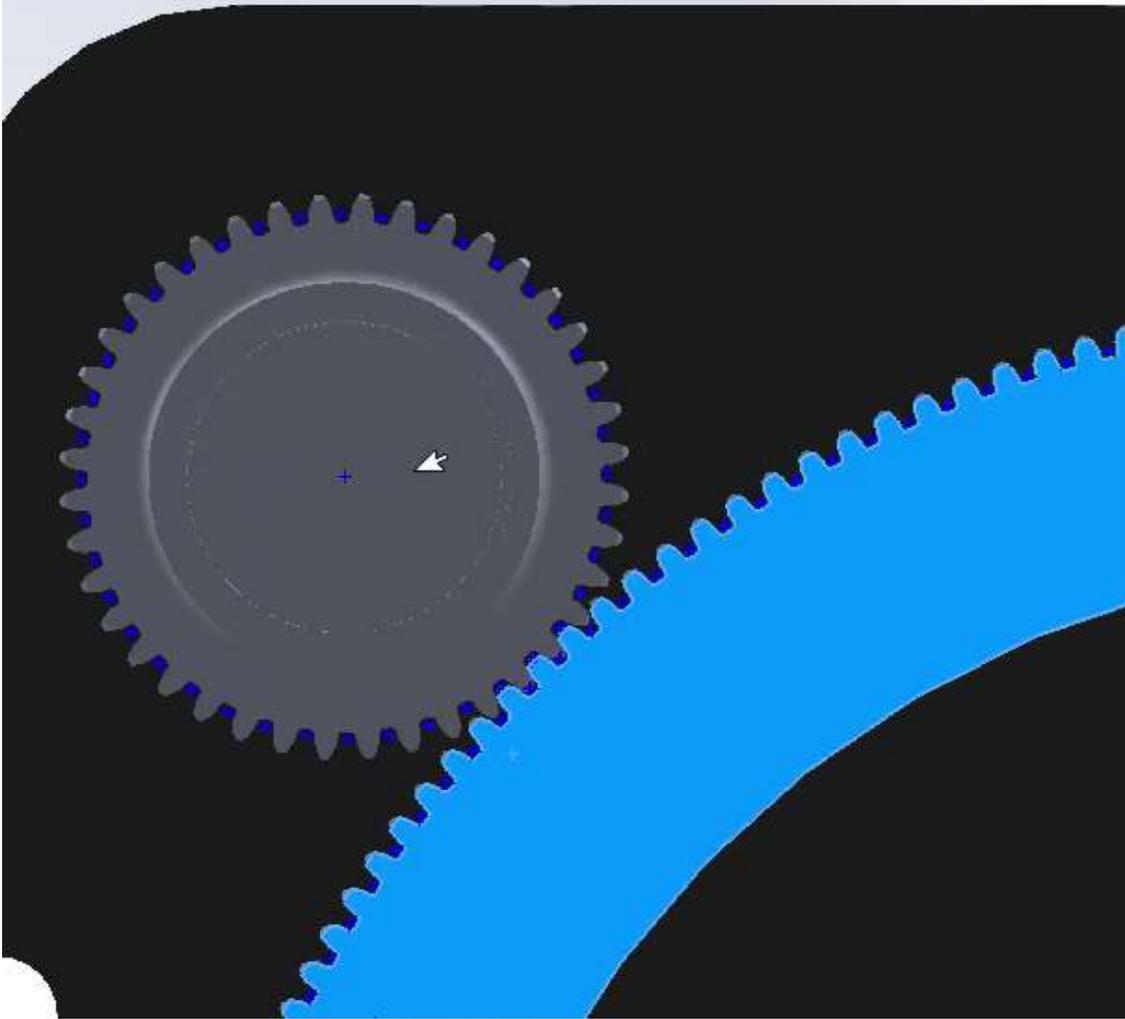


圖 3.30 正齒輪 A 與正齒輪 B 咬合之特寫圖

在繪製 SolidWorks 零件圖的過程中遇到些問題:

1. 齒輪繪製時發現課本理論參數比例相當不合理
2. 齒輪短小且明顯無法與相對應尺輪嚙合
3. SolidWorks 上繪製時會有公差的產生

最終在網路上查詢各式各樣的齒輪畫法，才得以拼湊出較為合理的齒型與比例。並且最終在圖檔中利用結合中的齒輪結合將齒輪連接在一起，確保其無干涉的產生。

## 第四章 分析與驗證

### 4.1 以動作模擬分析驗證移動行程時長

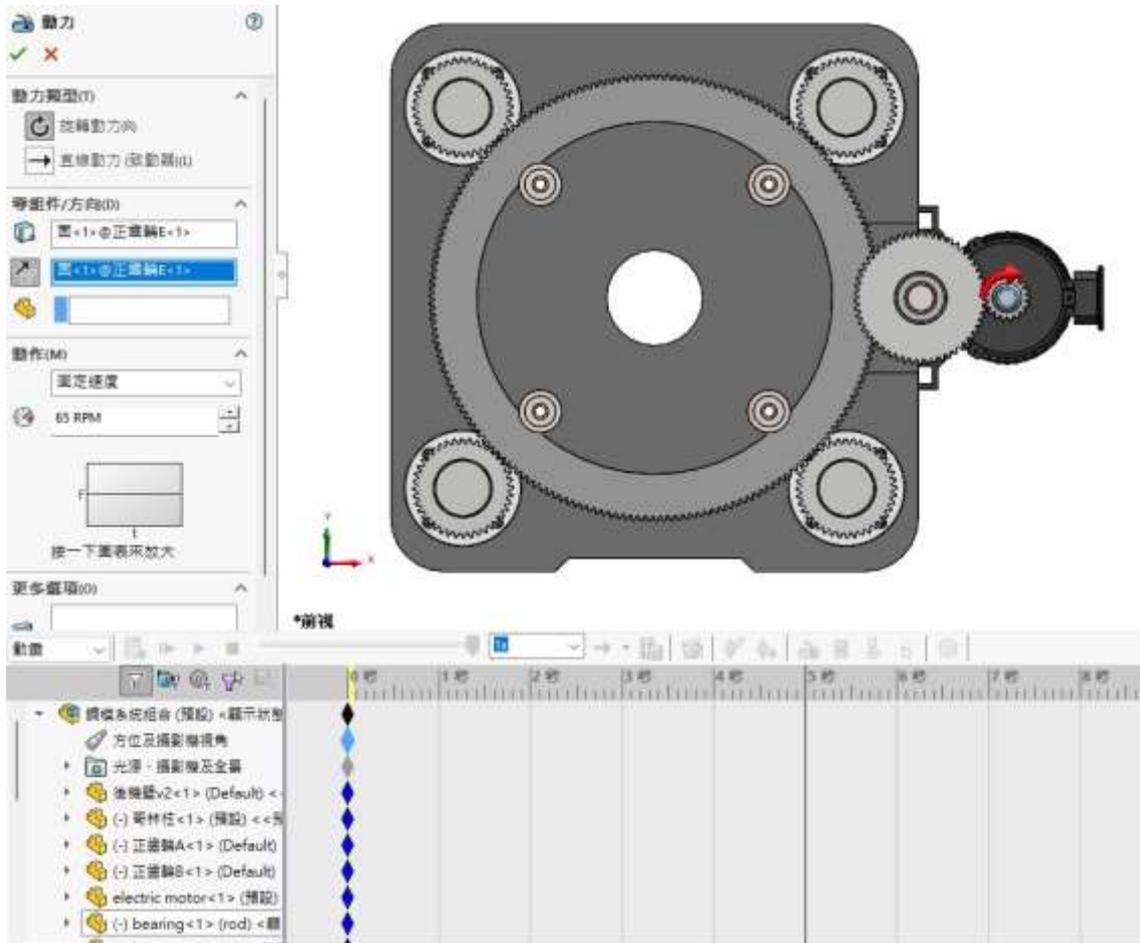


圖 4.1 SolidWorks 動作分析界面與參數設定示意圖

利用 SolidWorks 內建的 Motion 動作分析功能。對於齒輪 E 給予 65RPM 的旋轉速度，可模擬出其調模馬達的扭矩傳遞至齒輪上，將時間軸調整為 3 分鐘 40 秒觀察整體調模行程運作情形，同時也可以觀察鎖模過程齒輪 A 沿著哥林柱的方向駛整座調模機構進給方向。最終本模擬分析驗證整體調模行程 400mm 行走時常為 3.4 分鐘，與第三章所述的理論計算相符。

## 4.2 有限元素分析法

### 4.2.1 齒輪 CDE 分析之邊界條件設定：

固定幾何條件：

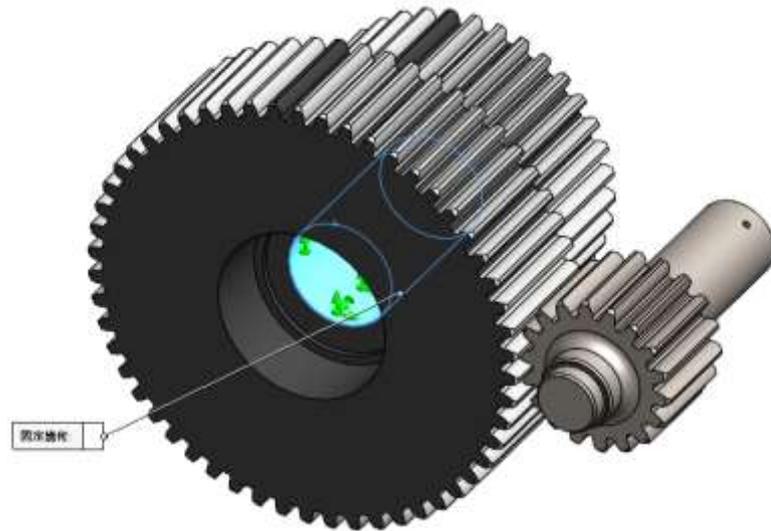


圖 4.2 齒輪 CDE 固定幾何條件 (不等視角圖)

施力扭矩條件：

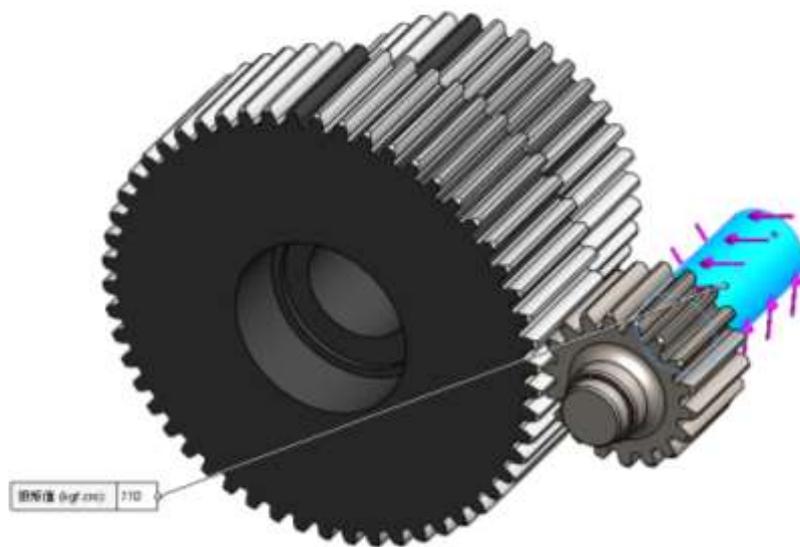


圖 4.3 齒輪 CDE 施力扭矩條件 (不等視角圖)

備註：扭力大小為  $7.7 \text{ kgf-m} \times 100 \text{ cm/m} = 770 \text{ kgf-cm}$

#### 4.2.2 齒輪 CDE 靜態模擬分析：

應力分析：

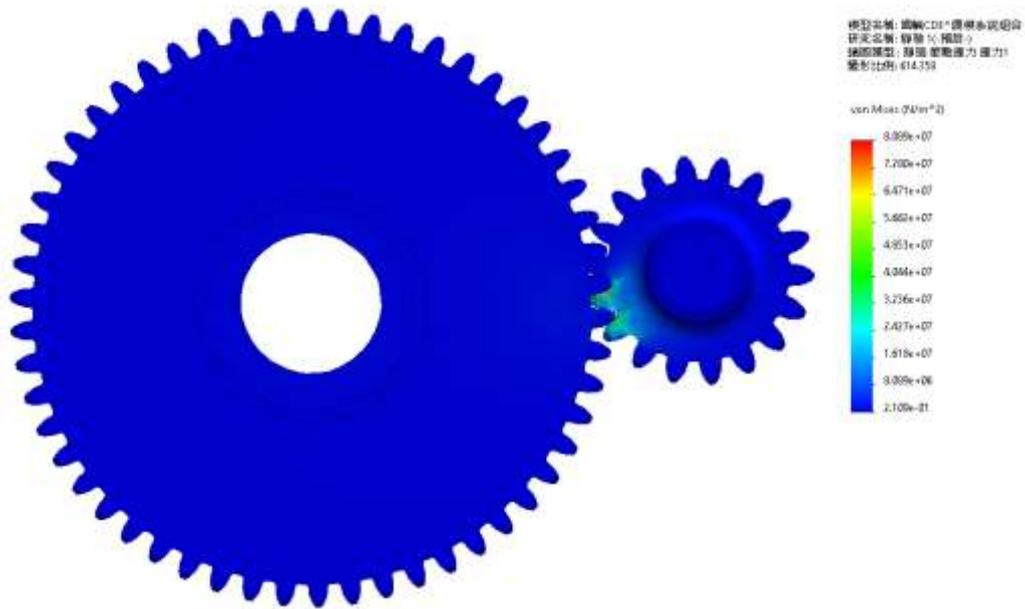


圖 4.4 齒輪 E 與 C 的最大 von Mises 應力分析結果(正視圖)

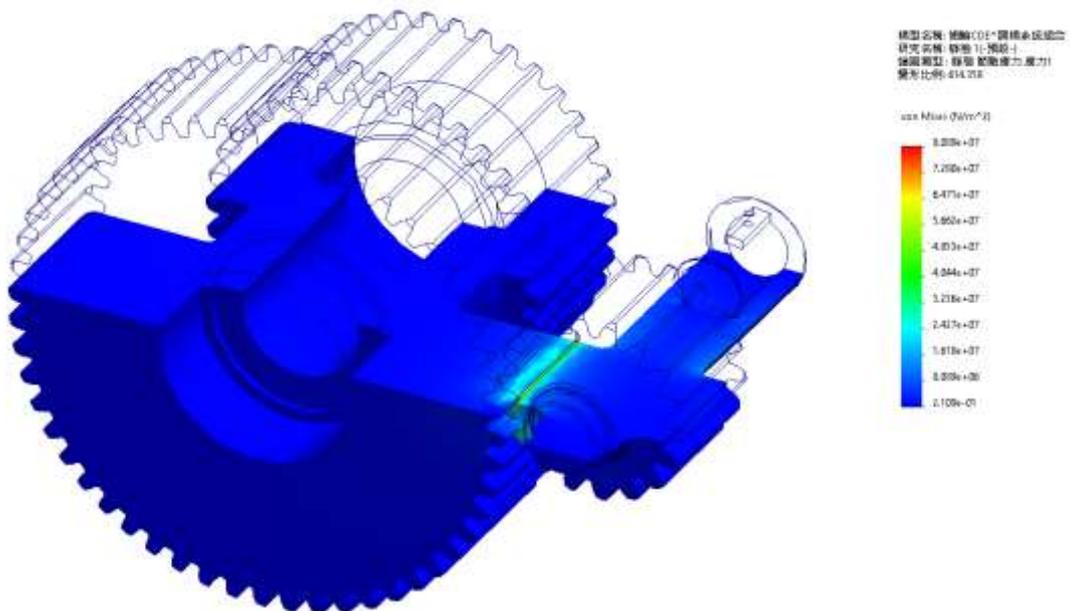


圖 4.5 齒輪 E 與 C 的最大 von Mises 應力分析結果 (剖面視圖)

位移分析：

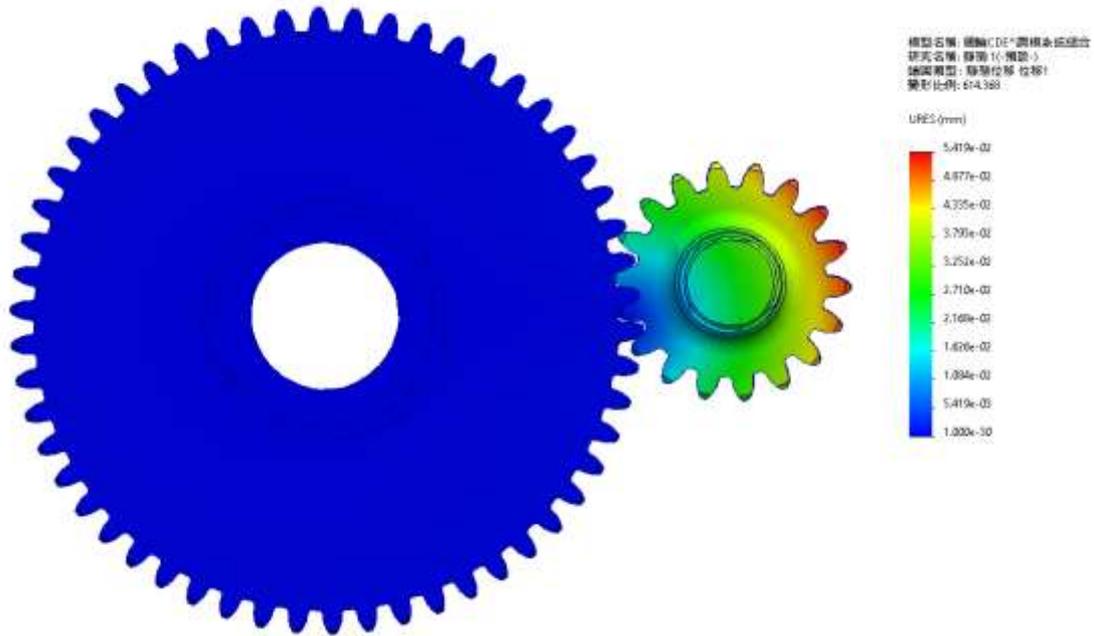


圖 4.6 齒輪 E 與 C 的位移分析結果(正視圖)

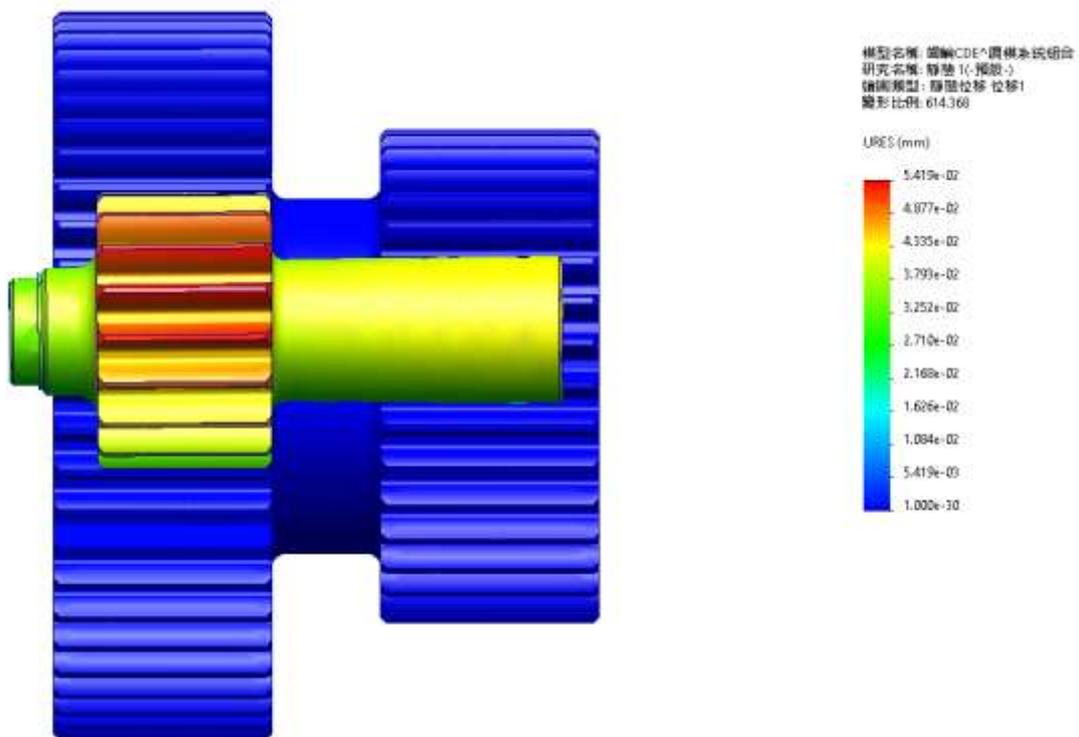


圖 4.7 齒輪 E 與 C 的位移分析結果 (側面視圖)

應變分析：

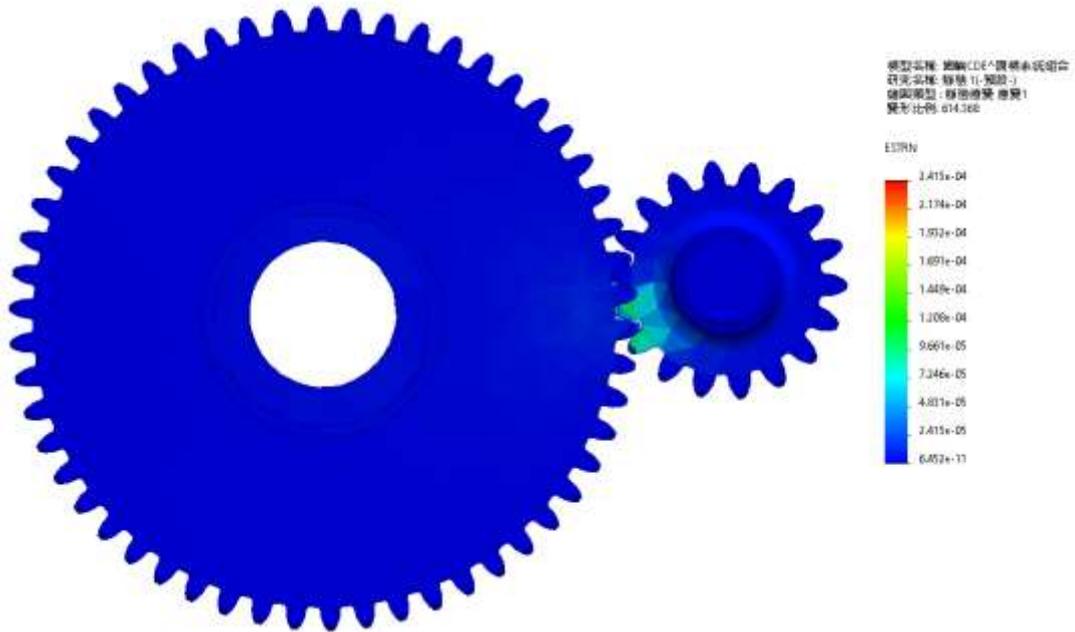


圖 4.8 齒輪E與C的應變分析結果(正視圖)

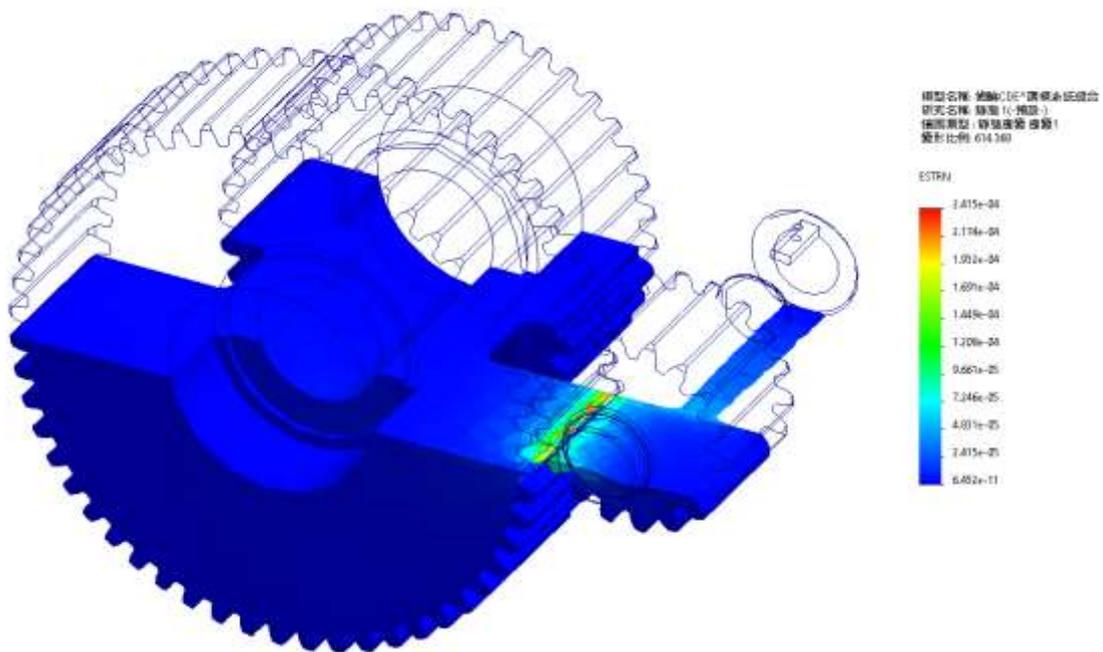


圖 4.9 齒輪E與C的應變分析結果(剖面視圖)

探針設立進行綜合比較：

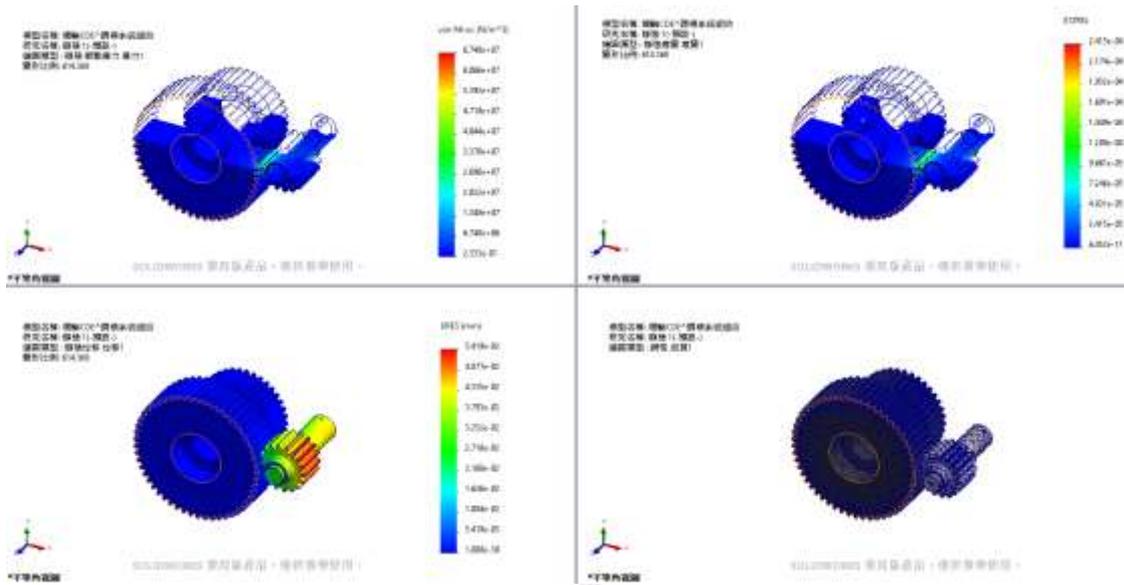


圖 4.10 齒輪 EC 的靜態分析結果 (依序為最大 von Mises 應力、應變、位移與網格設定)

表 4.1 使用探針對於齒輪 E 與 C 危險面的應力、位移、應變分析值

	應力		位移		應變
總和	6.344e+09	$N/m^2$	3.180e-01	mm	3.549e-03
平均	2.666e+07	$N/m^2$	5.300e-02	mm	7.715e-05
最大	8.089e+07	$N/m^2$	5.353e-02	mm	2.115e-04
最小	3.748e+05	$N/m^2$	5.119e-02	mm	1.096e-05
RMS	3.147e+07	$N/m^2$	5.300e-02	mm	9.692e-05

破壞理論旨在預測材料在不同載荷條件下的破壞行為，在本次模擬分析實作中，使用最大畸變能量理論 (Von Mises 理論)。

這份理論在有限元素分析 (FEA) 中廣泛應用，用於評估結構和組件在複雜載荷下的屈服和破壞行為。Von Mises 理論特別適用於延性材料，因其能精確預測材料在多軸應力狀態下的屈服行為。這些方法在設計與分析中能有效識別出潛在的破壞模式，以提升工程結構的穩定性和可靠性。

#### 4.2.3 後機壁與哥林柱分析之邊界條件設定：

固定幾何條件：

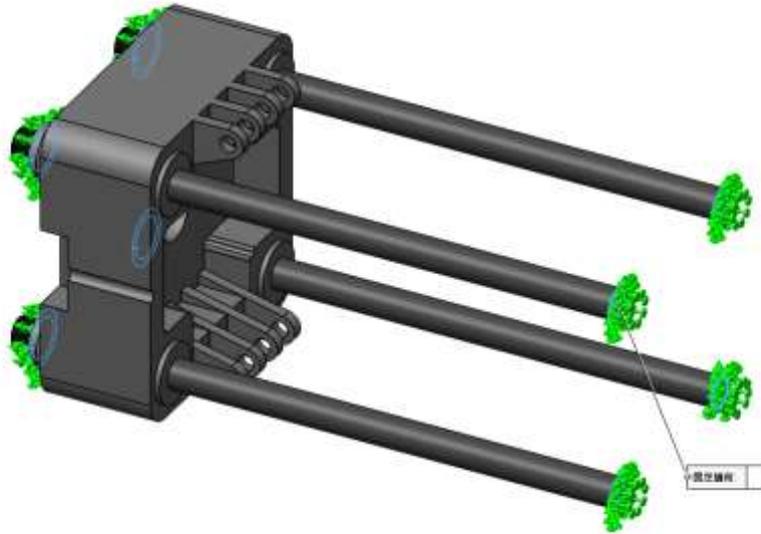


圖 4.11 後機壁與哥林柱之固定幾何條件 (等視角圖)

施力條件：

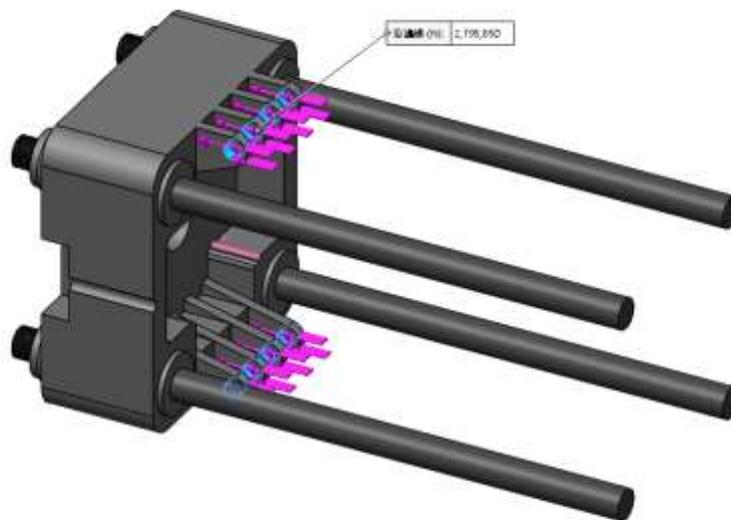


圖 4.12 後機壁施力方向條件 (等視角圖)

備註：施力大小為  $285 \text{ ton} \times 1000 \text{ kg/ton} \times 9.81 \text{ N/kg} = 2,795,850 \text{ N}$

#### 4.2.4 後機壁與哥林柱靜態模擬分析：

應力分析：

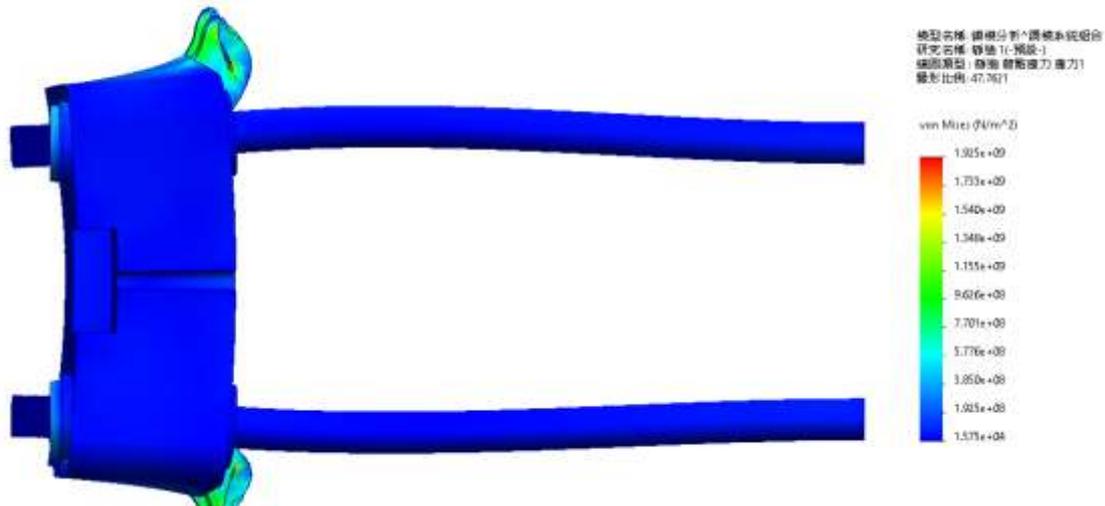


圖 4.13 後機壁在承受 285 噸之鎖模力作用下最大 von Mises 應力分析結果（側面視圖）

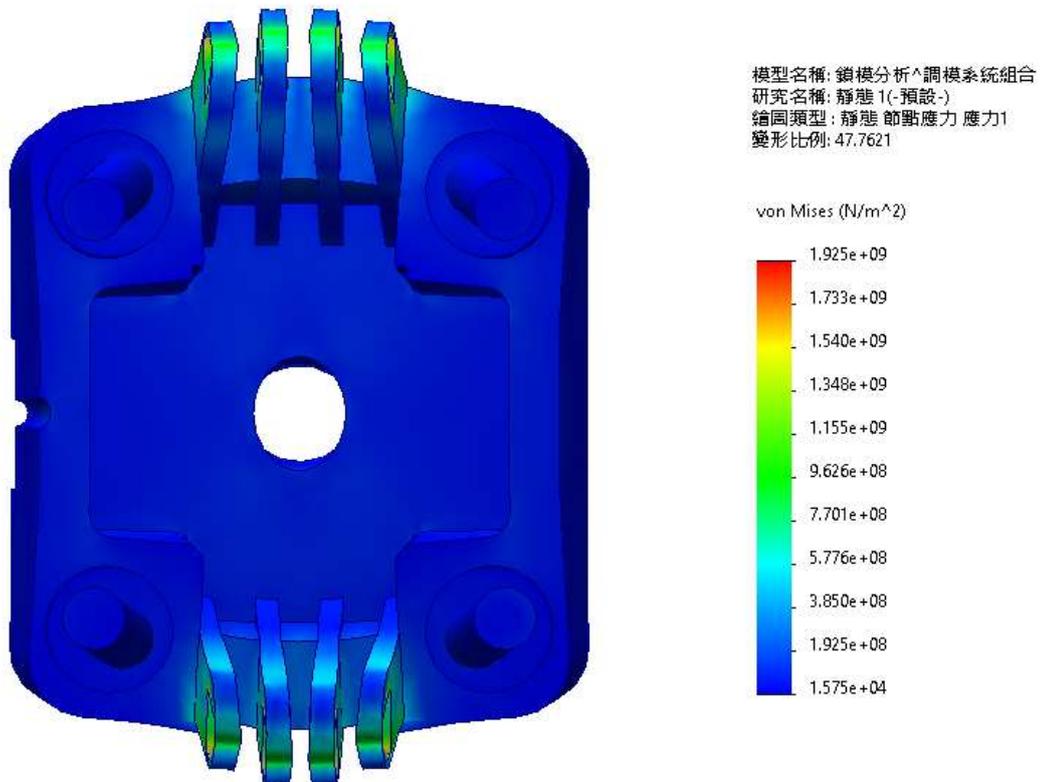


圖 4.14 後機壁在承受 285 噸之鎖模力作用下最大 von Mises 應力分析結果（右側視圖）

位移分析：

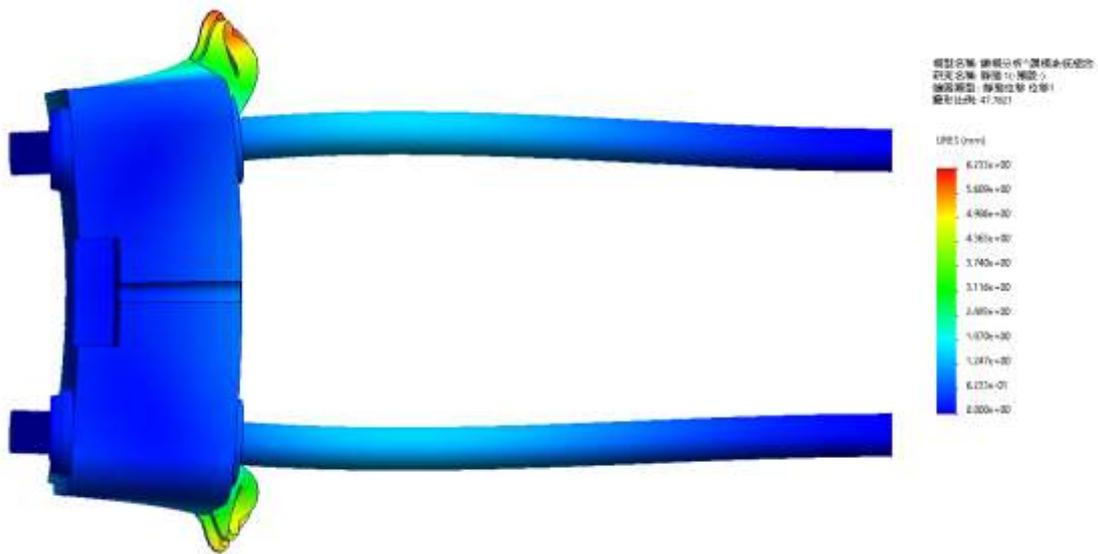


圖 4.15 後機壁在承受 285 噸之鎖模力作用下最大 von Mises 位移分析結果（側面視圖）

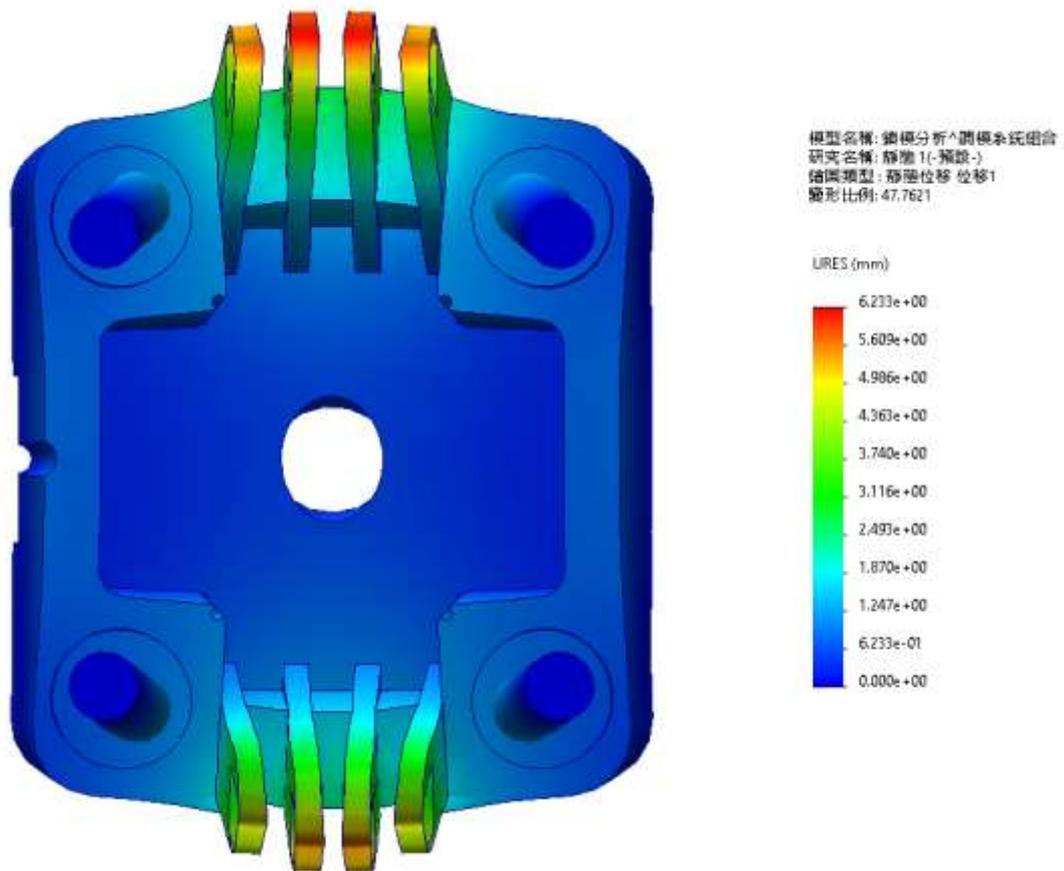


圖 4.16 後機壁在承受 285 噸之鎖模力作用下最大 von Mises 位移分析結果（右側視圖）

應變分析：

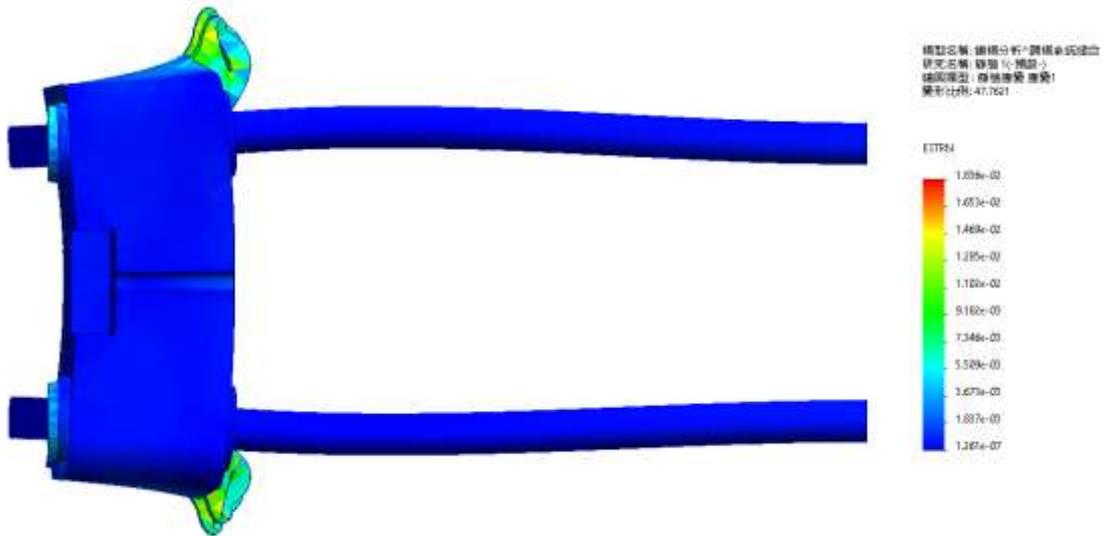


圖 4.17 後機壁在承受 285 噸之鎖模力作用下最大 von Mises 應變分析結果（側面視圖）

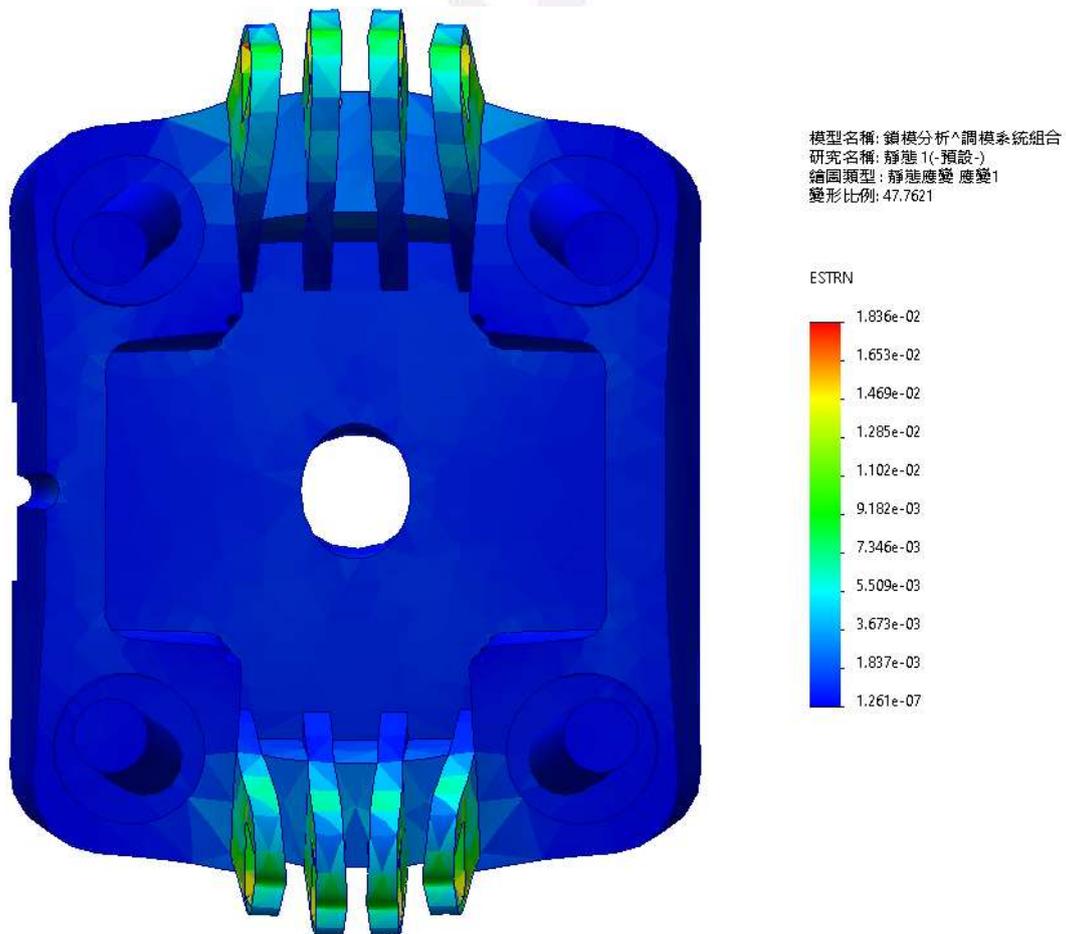


圖 4.18 後機壁在承受 285 噸之鎖模力作用下最大 von Mises 應變分析結果（右側視圖）

綜合比較分析：

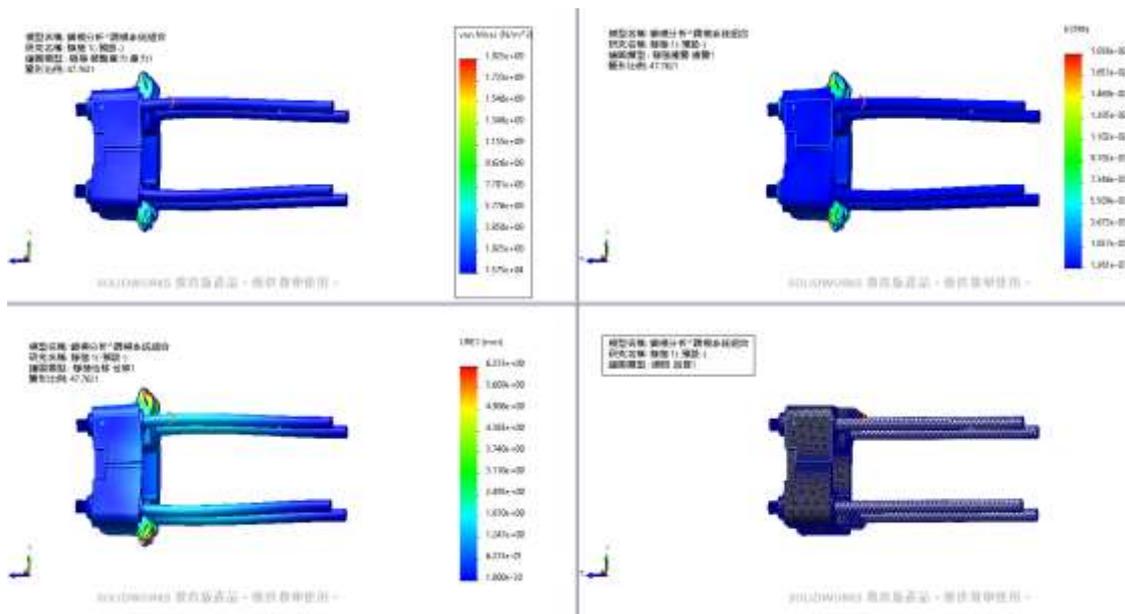


圖 4.19 後機壁與哥林柱的靜態分析結果 (最大應力、應變、位移與網格式樣)

表 4.2 使用探針對於後機壁與哥林柱上危險面的應力、位移、應變分析值

	應力		位移		應變
總和	6.344e+09	$N/m^2$	3.673e+03	mm	2.091e+00
平均	5.667e+08	$N/m^2$	3.928e+00	mm	7.632e-03
最大	1.049e+09	$N/m^2$	6.233e+00	mm	1.477e-02
最小	5.304e+07	$N/m^2$	7.707e-01	mm	1.153e-03
RMS	6.500e+08	$N/m^2$	4.142e+00	mm	8.121e-03

#### 4.2.5 齒輪 A 靜態模擬分析：

原齒輪 A 設計：

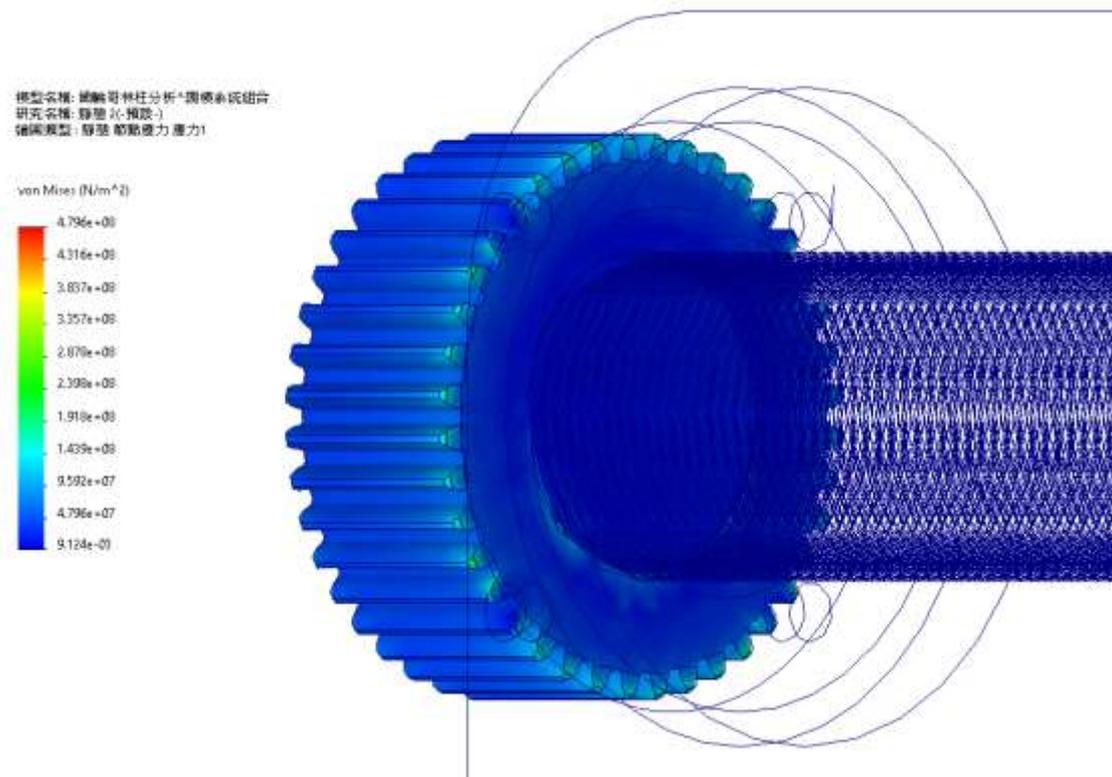


圖 4.20 原齒輪 A 安裝於後機壁上鎖模狀態下的最大 von Mises 應力分析結果

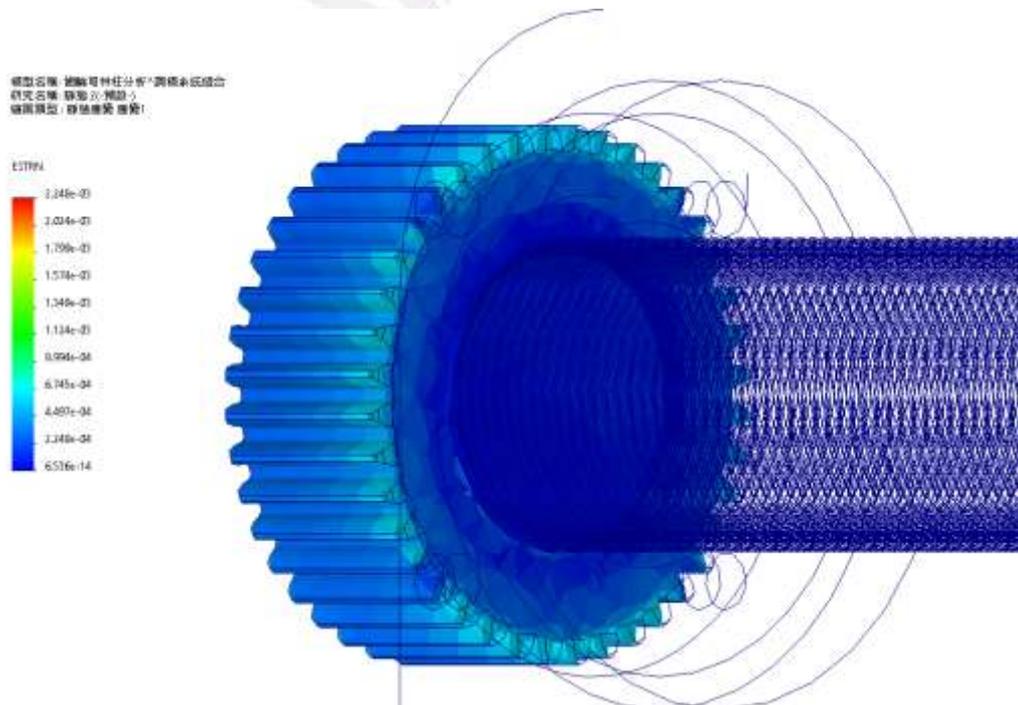


圖 4.21 原齒輪 A 安裝於後機壁上鎖模狀態下的應變分析結果

優化齒輪 A (v2) 設計(導斜角版本)：

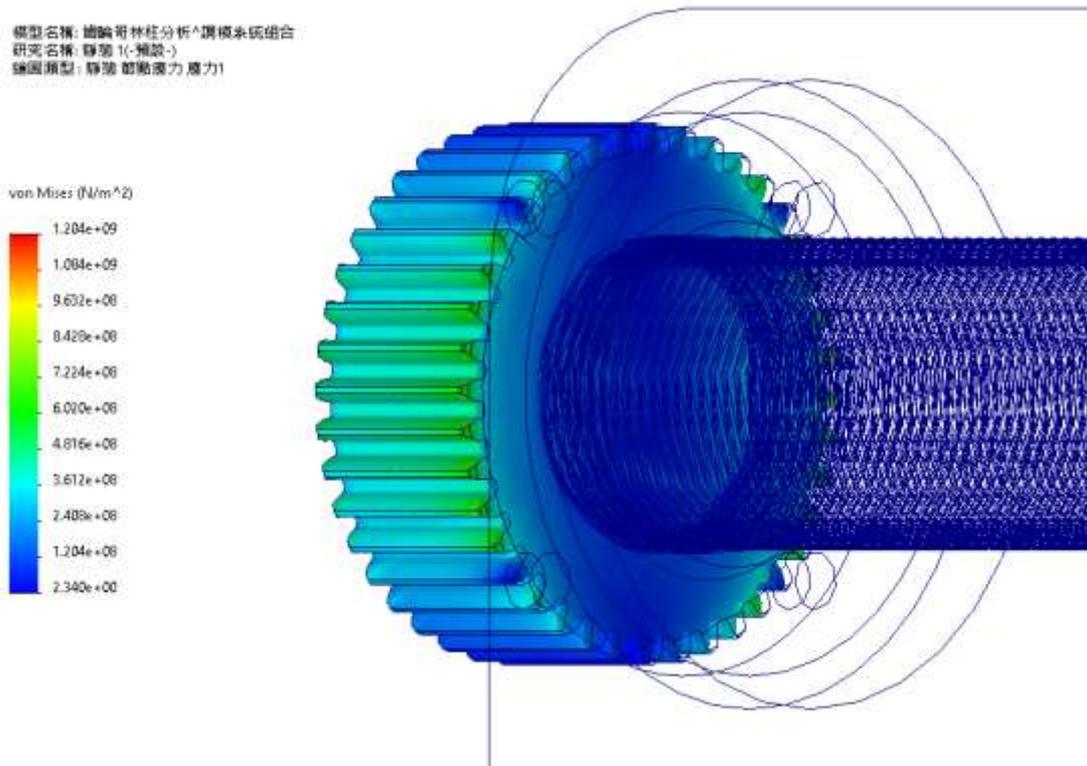


圖 4.22 優化齒輪 A (v2) 於後機壁上鎖模狀態下的最大 von Mises 應力分析結果

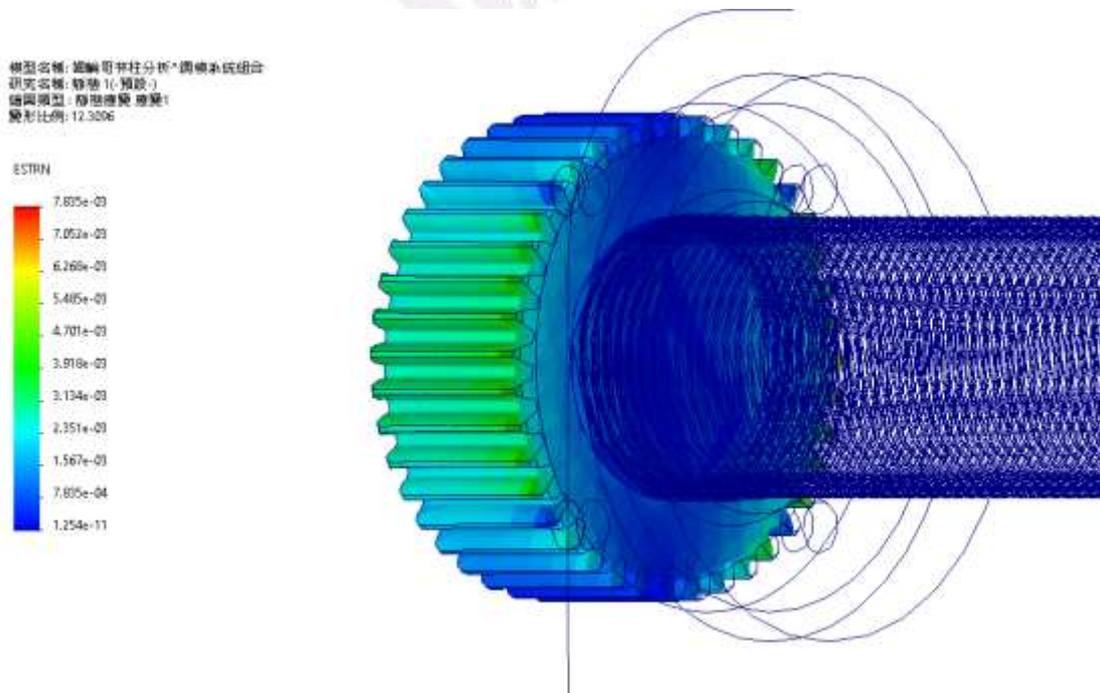


圖 4.23 優化齒輪 A (v2) 於後機壁上鎖模狀態下的應變分析結果

表 4.3 使用探針比較原齒輪 A 與優化齒輪 A (v2) 的危險面上應力、位移、應變分析值

應力比較	原齒輪 A 設計	優化齒輪 A (v2) 設計
總和:	2.777e+10 $N/m^2$	1.720e+08 $N/m^2$
平均:	1.815e+08 $N/m^2$	5.734e+07 $N/m^2$
最大值:	4.035e+08 $N/m^2$	1.291e+08 $N/m^2$
最小值:	4.210e+07 $N/m^2$	6.951e+06 $N/m^2$
RMS:	2.042e+08 $N/m^2$	7.748e+07 $N/m^2$

表 4.3 中可以比較得出無論是應力總和或是平均值,改良優化後的齒輪 A(v2) 相對於原齒輪的應力值都有明顯的下降。這可反映出在第三章提到的圓角設計可以有效的把鎖模狀態下時,摩擦片對齒輪 A 的作用力有效的分佈,使其均勻化。這樣在反復的開關模射出的使用下,可以有效的降低第一牙或第一齒斷裂的風險提升整體齒輪使用壽命。

## 第五章 結論

本專題完成了射出成型機上，設計鎖模單元的機構：包括齒輪計算、馬達選配、建置立體圖、模擬分析等。藉由調整齒比，在同樣馬達轉速下，整體的調模行程時長：從原先的 4 分半降為 3.5 分鐘以內，大幅增加整體進給效率。這一成果直接反映了我們在目的與動機部分所設定的目標。

在設計過程中，首先進行了正齒輪的設計，確保齒輪之間的平滑轉動。根據機械設計知識，我們計算了齒數和節圓直徑，避免了干涉與過切現象，確保齒輪之間的正確對齊和平行。之後在正齒輪的設計環節中，為了更有效的減少調模形成的時間，我們針對了齒輪 D 的齒數進行改良，降低了整體齒輪的減速比。這些設計步驟也驗證了齒輪在運轉時的高效率和穩定性。

接著，本專題設計了哥林柱上梯型螺紋和正齒輪的相互運轉機構，確保鎖模單元的調整能夠順利進行。選配適合的減速馬達，使其能在理想的時間內完成鎖模單元的 400 毫米行程，達到預期的 3.5 分鐘目標。這些設計和選配工作確保了鎖模單元的高效運作。

在力學分析方面，我們利用 SolidWorks 進行了模擬分析。模擬分析包括齒輪 C 與 E 之間的接觸應力、應變與位移靜態分析，後機壁與哥林柱在承受 285 噸鎖模力作用下的最大 von Mises 應力、應變與位移靜態分析，以及齒輪 A 安裝於哥林柱上的鎖模力變形量分析（撓度）與齒輪 A 的最大應力分析。這些分析結果為我們的設計提供了重要依據。

然而，必須提到在利用 SolidWorks 進行分析時，與實體材料會有差異，因為 SolidWorks 的材料選項有限。因此，與我們手算驗證的分析結果會有差異。而且手算的結果比較粗略，未考慮到整體後機壁體積的問題。其次是網格的產生，網

格的設定在每次分析中都有些許差異，其設定不是統一一致大小與分佈的網格。因此，每個網格節點的密度也會反應在最終結果的精確性上。

此外，本專題的研究和設計過程中，本團隊也發現了一些潛在的改進方向。例如，改進齒輪材料的選擇，使用更高強度和耐磨性的材料，可以進一步提高齒輪的壽命和性能。同時，優化齒輪的幾何設計，減少齒輪間的摩擦和磨損，也可以提高整體系統的效率 and 穩定性。

最終，建議在未來的研究中，進一步探討不同材料和設計參數對鎖模單元性能的影響，並進行更多的實驗和模擬分析，以驗證和優化設計方案。這些工作將有助於提高射出成型機的性能和可靠性，滿足製造業對高效、環保和經濟的需求。



## 5.1 未來展望

隨著技術的進步和市場需求的變化，射出成型機的設計和性能優化仍有許多潛在的改進空間。未來的研究可以集中在以下幾個方面：

1. 材料選擇的優化。未來的研究可考慮使用更高強度和耐磨性的材料，以提升齒輪及其他關鍵部件的性能和壽命。透過材料科學的進步，選用新型合金、複合材料或後處理技術，將有助於減少磨損和延長使用壽命。
2. 齒輪設計的進一步優化。在齒輪設計方面，可以探索不同的齒形和幾何設計，以降低摩擦和提高效率。使用計算機輔助設計(CAD)和有限元素分析(FEA)工具，可以更精確地預測齒輪在運作過程中的行為，進而進行更有效的設計調整。
3. 實驗與模擬的結合。進一步的實驗研究將有助於驗證模擬結果的準確性。透過實際測試和數據收集，可以更好地理解系統的行為，並為未來的設計提供實證支持。
4. SDGs 聯合國永續發展目標、環保與經濟性考量。隨著環保意識的提升，未來的設計應考慮更可持續的生產方法和材料選擇。研究如何降低能耗和廢物產生，將有助於滿足製造業對環保和經濟性的需求。

總之，未來的研究方向將專注於材料選擇、齒輪設計、實驗驗證以及 SDGs 聯合國永續發展目標、環保考量等多個方面。這些努力將有助於提升射出成型機的性能和可靠性，滿足不斷變化的市場需求，並推動製造業的持續發展。

## 5.2 對比產業使用機台設計

AE	285AE
齒輪A模數	4.5
齒輪A節圓直徑	189
齒輪A齒數	42
齒輪B模數	4.5
齒輪B節圓直徑	838.23
齒輪B齒數	184
齒輪C(大)模數	3.5
齒輪C節圓直徑	182
齒輪C齒數	52
齒輪D(小)模數	4.5
齒輪D節圓直徑	108
齒輪D齒數	24
齒輪E模數	3.5
齒輪E節圓直徑	70
齒輪E齒數	20
速比	4.55

圖 5.1 相同噸數下產業所使用的齒輪規格

將本次設計的調模機構與產業設計參數對比之下，發現在相同噸數的機台，本團隊所使用的 ABCE 齒數與產業參數相差不大，僅兩齒的差距範圍，唯獨 D 齒數相差了十二齒，導致兩機構間的速比有了相當大的差距，而速比又直接與整體調模機構運行的速度有著緊密的關聯，而產業參數下整體運作效率能夠大幅提升。結論推得，若本團隊能將後機壁的體積透過力學分析除去不必要的材料，那事必能夠減輕整體重量，繼而減少所需推動的力量，最終提升整體運作效率。

## 參考文獻 Reference

- [1] MarketsandMarkets. (2022). Injection Molding Machine Market. Retrieve from <https://www.marketsandmarkets.com/Market-Reports/injection-molding-machine-market-14623149.html>
- [2] Shibaura Machine Company, America. (2023). Driving Sustainable Development: The Rise of All-Electric Injection Molding Machines. Retrieve from <https://shibaura-machine.com/articles/im-2023-6-7-driving-sustainable-development-the-rise-of-all-electric-injection-molding-machines/>
- [3] 傅光華、吳坤齡、吳政憲、胡瑞峰、簡文通、蘇嘉祥 編譯. (2017). 機械製造—精華版 (Groover: Principles of Modern Manufacturing, 5/e) (SI Version). 高立圖書 Gau Lih Book Co., Ltd.
- [4] Tejas Mirashi. (2019). Plastic injection moulding machine [SolidWorks]. Retrieved from <https://grabcad.com/library/plastic-injection-moulding-machine-2>
- [5] JFE Steel Corporation. (N.D.). JFE の非調質棒鋼 NH48MV 900MPa グレード (Cat.No.H1J-003-01). Retrieved from <https://www.jfesteel.co.jp/products/bousen/catalog/h1j-003.pdf>
- [6] Mandy SINO MOULD. (2022). How to Change the Tie Bar for Injection Molding Machines. Retrieved from [https://www.youtube.com/watch?v=TcT9cVM8aOc&ab\\_channel=MandySINOMOULD](https://www.youtube.com/watch?v=TcT9cVM8aOc&ab_channel=MandySINOMOULD)
- [7] 尤春風. (2023). 機器元件設計(第二版). 滄海圖書 Tsang Hai Publishing.
- [8] 米計算 meCalculator. (N.D.). 公制梯形螺紋規格. Retrieved from <https://www.mecalculator.tw/zh-tw/calculators/thread/trapezoidal-screw-thread>

- [9] Testbook. (2023, Jul 19). Compound Gear Train: Learn its Working with Solved Examples. Retrieved from <https://testbook.com/mechanical-engineering/compound-gear-train-definition-diagram-and-application>



附

錄



# 甘 梯 圖

## G a n t t c h a r t

【機械設計（二）課程專題甘特圖】

制定日期 2024/2/19  
組員姓名 許宇鈞、陳泓安

