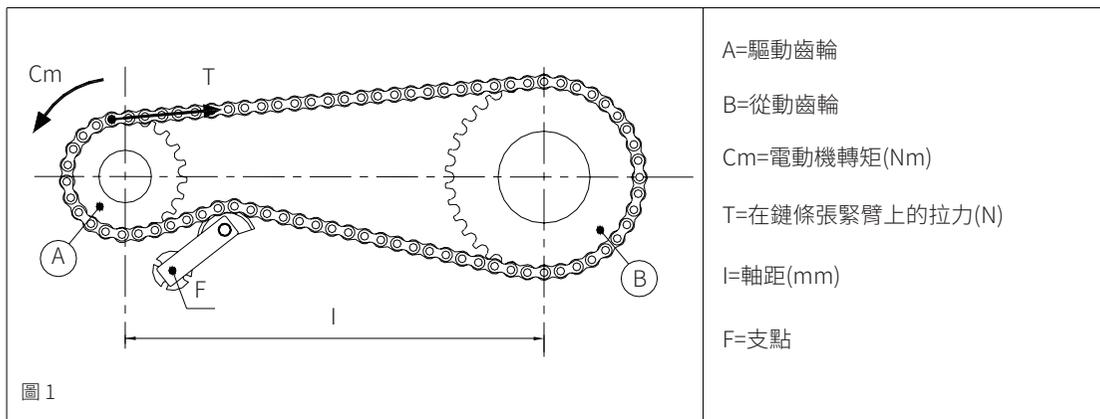
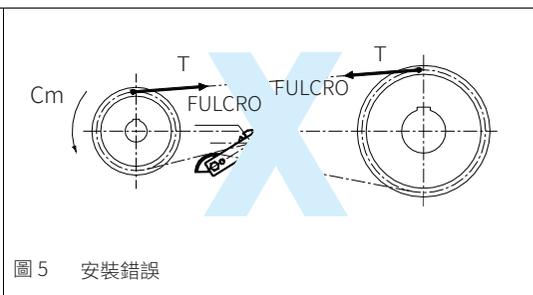
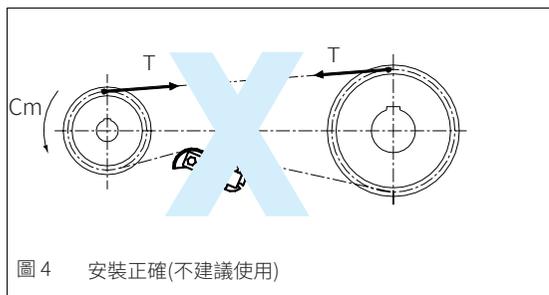
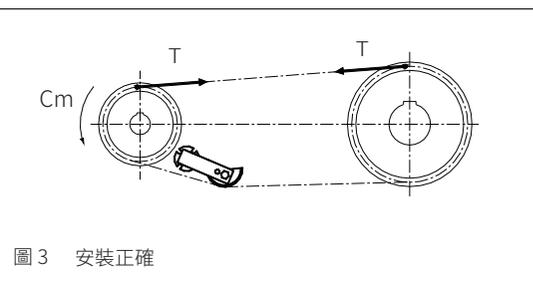
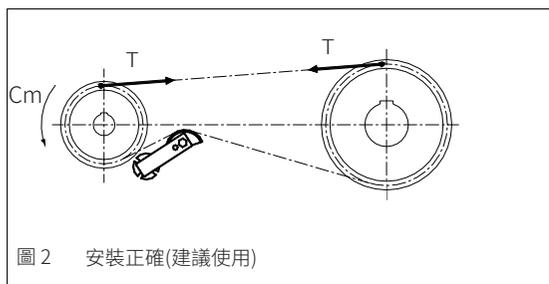


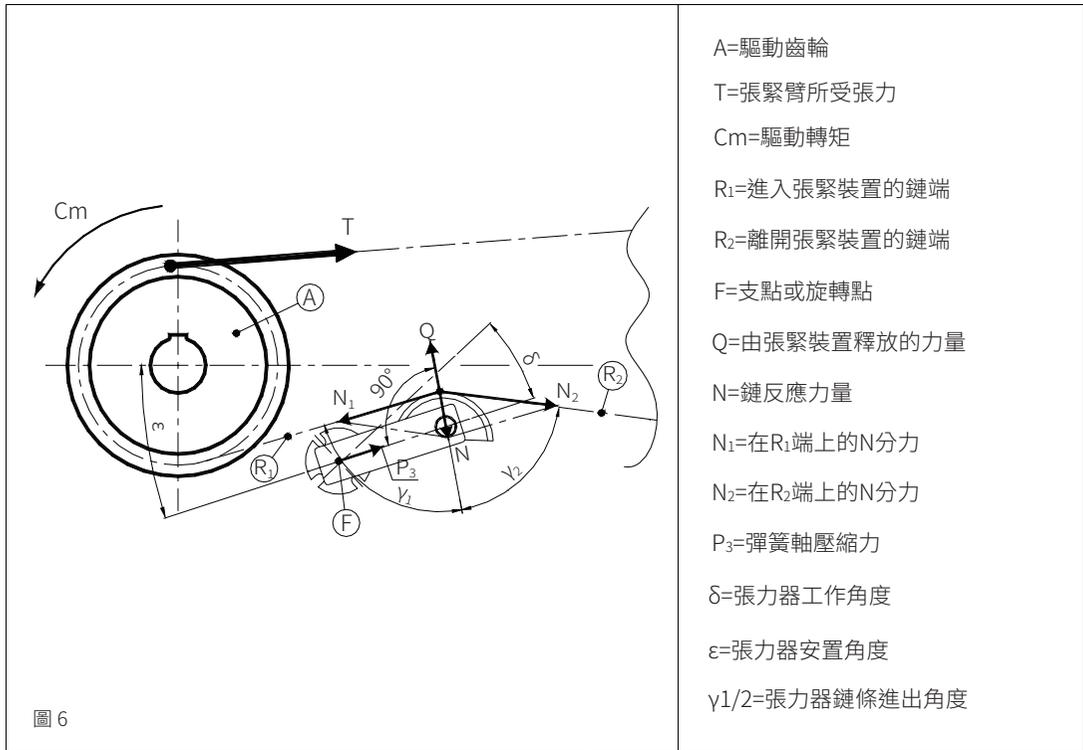
- 鏈條和皮帶是活動組件的機械結構系列的一部份，這些結構具對拉伸應力做出反應的特性
- 應用於在兩個旋轉輪軸之間傳輸能量，但也可用於物品運輸或舉起
- 為了正確使用此活動組件，必要在設計階段，提供一種始終在運轉過程中，使其處於張緊狀態的系統
- 自動迴轉張力器具有一個旋轉點，稱為支點，機構使張緊臂施力，以拉緊鏈條或皮帶



### 鏈條 DIN 8187

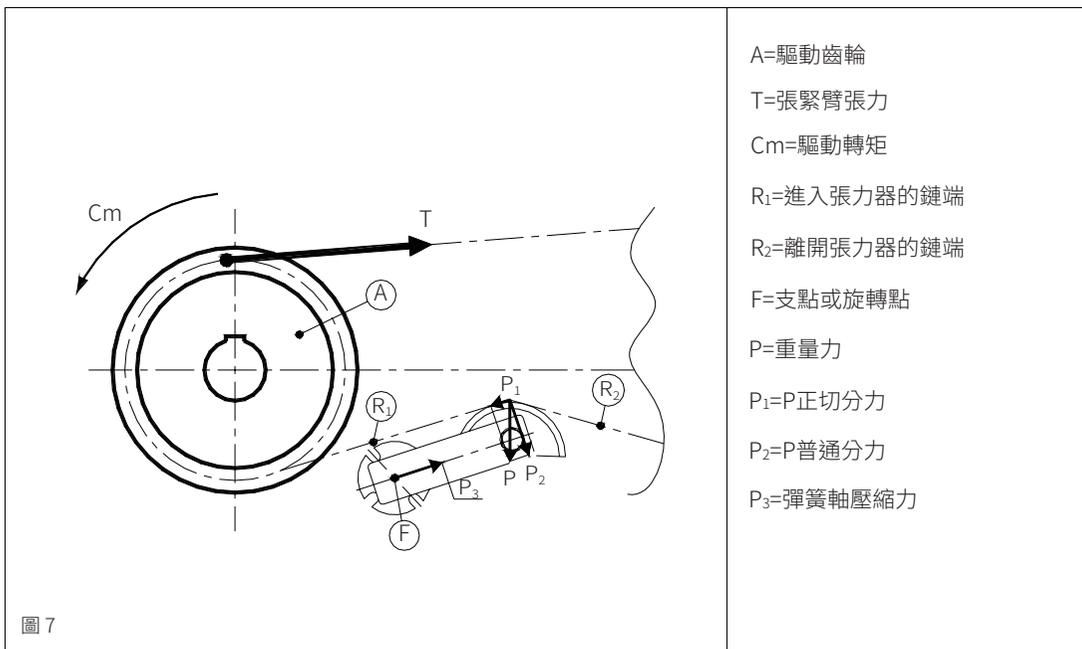
- 在運轉過程中，鏈條接觸表面的磨損(軸、軸襯和滾輪)，造成嚴重的齒隙游移和鏈條增長，如果過度磨損，會造成纏繞角度更小，影響傳輸比例的恒定性，鏈條滾輪和鏈齒的接觸不正常，磨損提早、高噪音、高噪音震動、滑齒、鏈條從傳輸帶上滑落，更嚴重的情況下，造成鏈條斷裂
- 因此必要為傳輸設備設計可彌補鏈條增長，並消除震動的自動鏈條張緊裝置
- 鏈條迴轉張力器，應安置在傳動系統的緩慢端盡量與驅動齒輪接近的位置
- 可安裝在傳動系統外部圖(2)和內部圖(3)，但外部安裝是較佳的選擇
- 迴轉自動鏈條張力器，有一個旋轉點，稱為支點，在支點上張緊裝置的臂，通過拉緊鏈條或皮帶而作用
- 安裝自動迴轉張力器時，支點不在鏈條受力的直線方向是極為重要的圖(5)，這樣的話張緊裝置不會被卡住





- A=驅動齒輪
- T=張緊臂所受張力
- $C_m$ =驅動轉矩
- $R_1$ =進入張緊裝置的鏈端
- $R_2$ =離開張緊裝置的鏈端
- F=支點或旋轉點
- Q=由張緊裝置釋放的力量
- N=鏈反應力量
- $N_1$ =在 $R_1$ 端上的N分力
- $N_2$ =在 $R_2$ 端上的N分力
- $P_3$ =彈簧軸壓縮力
- $\delta$ =張力器工作角度
- $\epsilon$ =張力器安置角度
- $\gamma_1/2$ =張力器鏈條進出角度

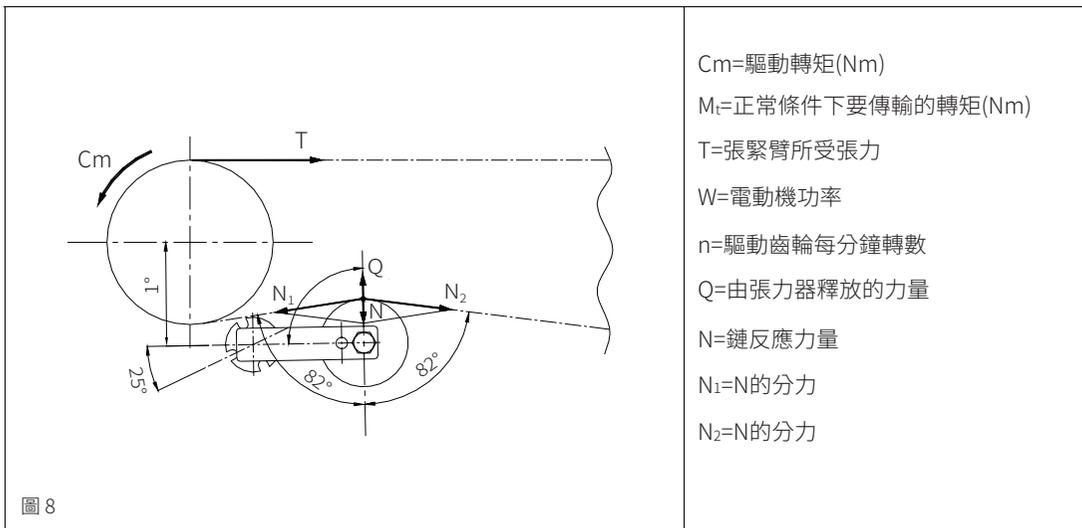
- 張力器釋放一份與旋臂垂直的力量 $Q$ (圖6),由於機械效應,這份能量與分配在張緊裝置進入端 $R_1$ ,和離開端 $R_2$ 上所受的牽引力 $N_1$ 和 $N_2$ 總共的力量 $N$ 平衡
- 在安置鏈條張力器時,應注意兩份力量 $Q$ 和 $N$ 盡可能在同一準線上,才不會發生在支點上產生施加切線力
- 即使在一定限度內,這些不想要的切線力可由橡膠軸壓縮力 $P_3$ 抵消
- 因此,張力器的安置取決於 $\delta$ 角,即彈性組件的工作角度和 $\epsilon$ ,即相對於傳動系統的放置角度,如此角 $\gamma_1$ 和角 $\gamma_2$ 才會盡可能相等



A=驅動齒輪  
T=張緊臂張力  
Cm=驅動轉矩  
R<sub>1</sub>=進入張力器的鏈端  
R<sub>2</sub>=離開張力器的鏈端  
F=支點或旋轉點  
P=重量力  
P<sub>1</sub>=P正切分力  
P<sub>2</sub>=P普通分力  
P<sub>3</sub>=彈簧軸壓縮力

- 圖 7顯示在水平傳動系統中鏈條的重力P對張力器的影響
- 事實上，鏈條的重量在張力器上分為在搖臂上普通的力量P<sub>2</sub>和力量P<sub>1</sub>
- 後一份壓縮力量由彈簧軸壓縮力P<sub>3</sub>所平衡

#### 鏈條計算實例

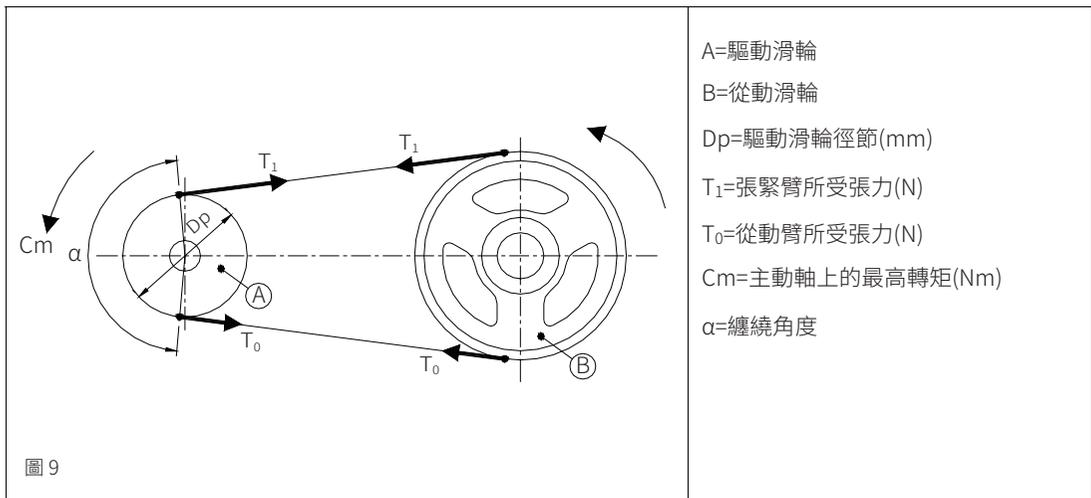


Cm=驅動轉矩(Nm)  
M<sub>t</sub>=正常條件下要傳輸的轉矩(Nm)  
T=張緊臂所受張力  
W=電動機功率  
n=驅動齒輪每分鐘轉數  
Q=由張力器釋放的力量  
N=鏈反應力量  
N<sub>1</sub>=N的分力  
N<sub>2</sub>=N的分力

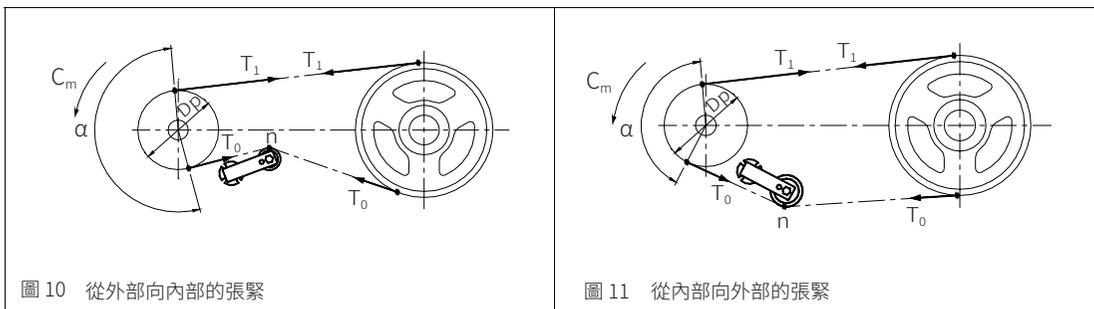
<p>電動機性能：<math>W=15\text{KW}</math>；<math>n=1460</math>轉/分 將之前的數據轉換為國際計量單位：<math>\omega=1460 \times \pi/30=152.81\text{rad/s}</math> <math>W=M_t \times \omega \rightarrow M_t=P/\omega=98.2\text{Nm}</math> 為計算方便假設 <math>M_t=100\text{Nm}</math> 假設電動機的工作系數<math>f_s</math>為3.5<math>\rightarrow C_m=3.5 \times M_t=350\text{Nm}</math> 驅動滑輪徑節<math>D_p=150\text{mm} \rightarrow \gamma=0.075\text{m}</math> <math>T \times 0.075=350 \rightarrow T=4667\text{N}</math> 假設在鏈條上的安全系數為10</p>	<p>因此鏈條應具有至少46670N的最大應力 <math>\rightarrow</math>我們選擇一個簡單鏈條，齒距為 <math>P=1" \times 17.02\text{mm}</math>，軸距<math>l=2\text{m} \rightarrow</math>鬆弛端重量=54N 在配套元件選擇表上，我們選擇一份配套 元件，比如RO40-5S，應選擇尺寸為40的彈 性組件。而張力器應盡可能按圖8的描述安裝</p>
--	--

### 滾輪、梯形和圓形皮帶

- 皮帶以塑性材料製造，可以具長方形(平帶)、梯形(V型帶)或圓形(履帶)切面
- 有關嵌齒輪皮帶，請參考有關滾輪鏈條的章節，應觀察皮帶的兩項主要參數為：皮帶的寬度和速度
- 皮帶的寬度或皮帶面的寬度應比滾輪的寬度約小10mm
- 皮帶施與滾輪的旋轉速度提高，由摩擦導致的溫度升高時，應選擇鋼製和塑料的滾輪，以便得到軸承在其孔(套)中，有較佳的結合



- 由於皮帶長度的伸展，以及皮帶和滑輪之間存在的打滑，導致不能保證完美的傳動比
- 這些滑動是由以下因素造成：纏繞角度 $\alpha$ 小；接觸表面有油、脂肪存在造成摩擦系數低；磨損和老化造成的皮帶的疲勞以及皮帶預緊力降低
- 為了消除打滑現象，必要使用自動張緊裝置，由此可保證對皮帶加長做出修正，並在皮帶軌道的適當部位造成一個結“n”而削減震動
- 如果皮帶張緊裝置，使用從外部向內部驅動的方式安置，可提高纏繞角度 $\alpha$
- 我們建議將皮帶張緊裝置安裝在傳動裝置外部圖(10)，但也可安裝於內部圖(11)
- 鋼製或塑料滾輪僅適用於皮帶背部的接觸，但在使用V型皮帶和齒型皮帶進行從內部到外部的張緊時，所使用的滑輪凹槽應具有皮帶輪廓



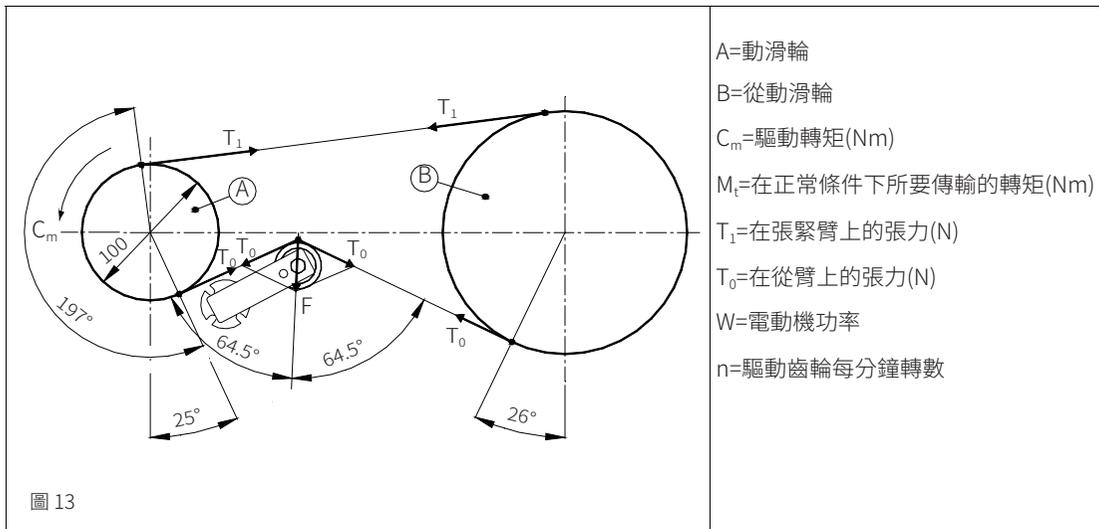
在選擇張緊裝置時，應了解沿著皮帶作用的拉力，由以下數據獲得：驅動滑輪旋轉平衡方程式1和打滑極限條件方程式2。一般來說 $\alpha$ 應接近 $\pi$  rad  
要解決的系統如下：

$$\begin{cases} (T_1 - T_0) \cdot \frac{Dp}{2} \cdot \frac{1}{1000} = C_m \dots\dots\dots(\text{方程式1}) \\ T_1 = T_0 e^{\eta \alpha} \dots\dots\dots(\text{方程式2}) \end{cases}$$

$e$ =自然常數 $e$ ，約為2.72  
 $\eta$ =在皮帶和滑輪之間的摩擦系數  
 (在V型皮帶的情況下，應將此系數除以 $\sin(\theta)$ 在此 $\theta$ 為溝槽的半開角，以rad表示)  
 $M_t$ =在正常條件下所要傳輸的轉矩(Nm)  
 $C_m$ =主動軸上最大轉矩(Nm)  
 $f_s$ =工作系數(2-5)

- “ $C_m$ ” 是在啟動過程中所達到的最高轉矩，即在最嚴重的打滑情況下，以工作系數  $f_s$  (2 ÷ 5) 乘以在正常條件下所要傳輸的轉矩  $M_t$ ，即  $C_m = f_s \cdot M_t$
- 自動迴轉張力器應安置於從動端，與驅動滑輪最接近的部位
- 自動迴轉張力器的彈性組件產生力量，至少對在安裝張緊裝置的鏈條端，所受的軸向張力作出平衡

皮帶計算實例



A=動滑輪  
B=從動滑輪  
C<sub>m</sub>=驅動轉矩(Nm)  
M<sub>t</sub>=在正常條件下所要傳輸的轉矩(Nm)  
T<sub>1</sub>=在張緊臂上的張力(N)  
T<sub>0</sub>=在從臂上的張力(N)  
W=電動機功率  
n=驅動齒輪每分鐘轉數

電動機性能：W=3 Cv

n=940 轉/分

將之前的數據轉換為國際計量單位：

W=3×735=2205 W

ω=940×π/30=98.4 rad/s

W=M<sub>t</sub>×ω → M<sub>t</sub>=W/ω=22.4Nm

假設f<sub>s</sub>=2.5

C<sub>m</sub>=2.5×M<sub>t</sub>=56 Nm

驅動滑輪徑節

Dp=100mm → Dp=0.05 m

$$\left\{ \begin{array}{l} (T_1 - T_0) \times 0.05 = 56 \rightarrow (T_1 - T_0) = 1120 \dots\dots(\text{方程式1}) \\ T_1 = T_0 e^{n\alpha} \dots\dots(\text{方程式2}) \end{array} \right.$$

- 纏繞角度 $\alpha=197^\circ \times \pi/180^\circ=3.44$  rad
- 皮帶和滑輪之間的摩擦係數 $\eta=0.2$
- V型皮帶半開角度 $\vartheta=17^\circ \rightarrow \sin(\vartheta)=0.29$
- V型皮帶 →  $\eta=0.2/\sin(\vartheta)=0.2/0.29=0.69$
- 常數 $e=2.72$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_1 = T_0 \times e^{0.69 \times 3.44} = T_0 \times 10.74 \dots\dots(\text{方程式2}) \\ (10.74 T_0 - T_0) = 1120 \dots\dots(\text{方程式1}) \end{array} \right.$$

→ T<sub>0</sub>=115N

→ T<sub>1</sub>=1120+115=1235N

→ F=20×115×COS(64.5°)=99N

現在可選擇一台可產生比力量F更高推力的旋轉式張緊裝置