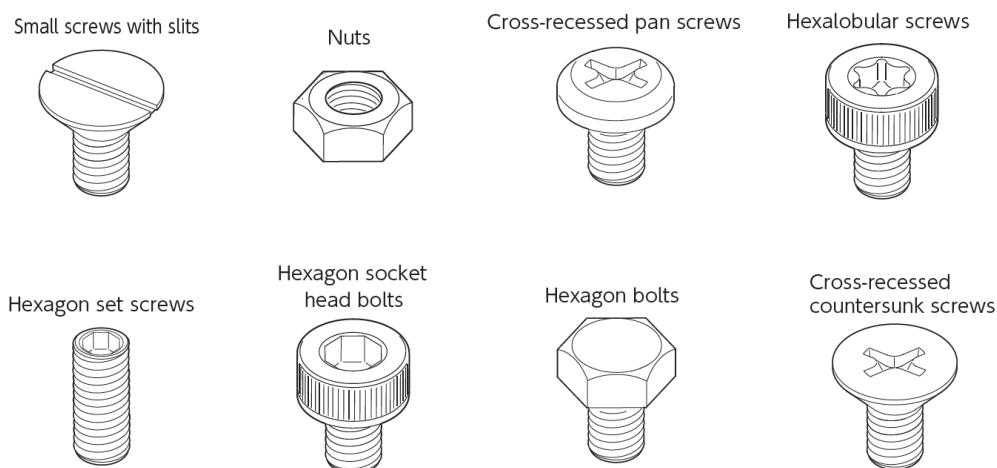


一、前言

螺絲具有易於安裝及拆卸更換之特性在工業應用上相當廣泛，一般常見的螺絲種類如圖一所示，主要種類有一字螺絲、十字螺絲、內六角螺絲、外六角螺絲等。而螺絲緊固須仰賴螺紋相互咬合，螺紋咬合為斜面原理之應用，透過在螺紋切線方向提供一外力使螺絲在軸向上產生較大的力量達成機械效益。



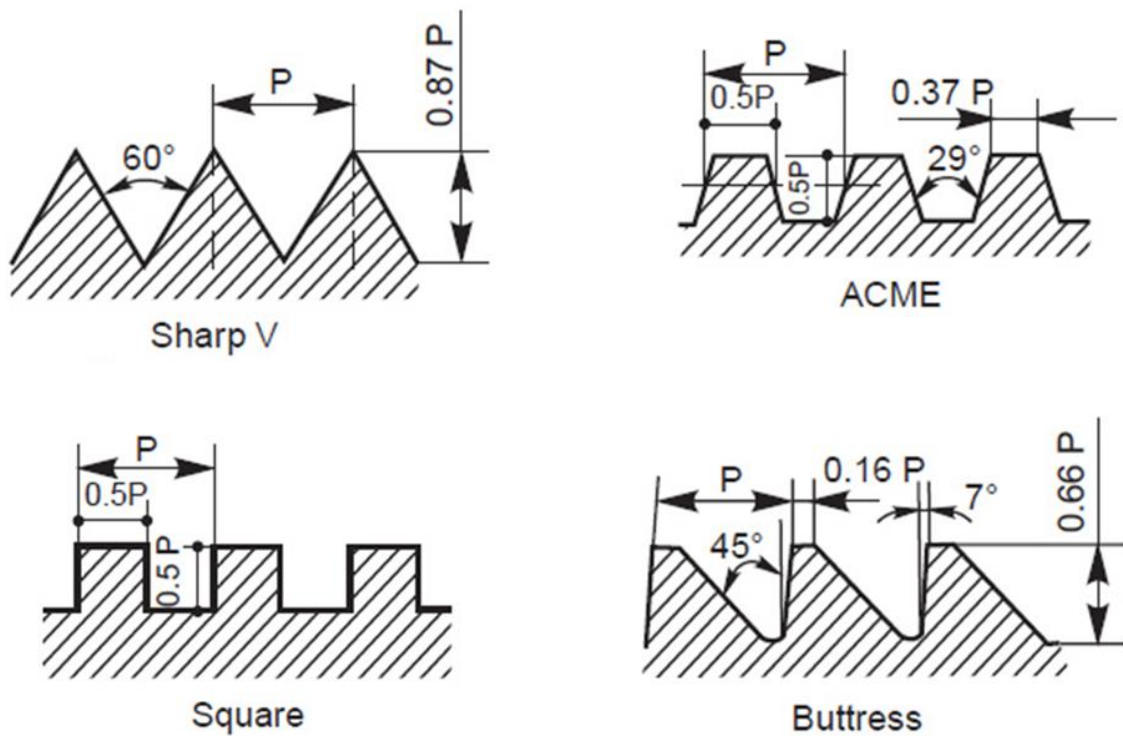
圖一、常見螺絲種類

二、螺紋之種類與規格

為了配合各種不同之使用場合發展出各種不同型式的螺紋如圖二所示，除了特殊用途外一般常見有以下幾種形式：

- (1) 三角螺紋：國際標準螺紋，主要用於定位與緊固，螺紋角均為 60° 。
- (2) 方形螺紋：摩擦力、效率高，主要用於傳遞動力。

- (3) 梯形螺紋: 亦用於傳遞動力，效率比方形螺紋差，但強度較方形螺紋高且易於製造，螺紋角在英制標準中為 29° ，公制標準則為 30° 。
- (4) 斜方齒螺紋: 適用於傳遞單方向動力，一邊垂直軸線具有方形螺紋之效率，另一邊傾斜則具有梯形螺紋之強度。



圖二、常見螺紋種類 (P: 螺距)

英制與公制螺紋規格表示方式大有不同，簡述如下：

英制標準螺紋

$$\frac{1}{4} - 20\text{UNC} - 2\text{A} - \text{RH}$$

(1) (2) (3) (4)(5) (6)

(1)表示螺紋外徑為 1/4 英吋。

(2)表示每吋螺紋數為 20 條。

(3)表示螺紋之粗細，分為三種粗細度 UNC(粗螺紋)、UNF(細螺紋)、UNEF(極細螺紋)。

(4)表示緊配等級，1 級為鬆配合、2 級為標準配合、3 級為緊配合。

(5)表示內外螺紋，A 為外螺紋、B 為內螺紋。

(6)表示螺紋方向，RH 為右旋螺紋、LH 為左旋螺紋。

公制標準螺紋

$$\text{GRADE 8.8} - \text{M20} \times 2.5$$

(1)(2) (3) (4)

(1)表示最小抗拉強度 800 MPa。

(2)表示最小降伏強度 640 MPa。

(3)表示螺紋外徑為 20 mm。

(4)表示螺距為 2.5 mm。

三、螺絲鎖緊之應用

一般工程應用上，螺絲主要有以下三種用途：

(1)調整或定位 (2)作為緊固連結之扣件 (3)傳遞動力，

然而如何確認螺絲確實緊固卻常在施工細節中被忽略，一般安裝螺絲完畢的當下即使螺絲無確實緊固或安裝扭力過大螺絲結構已產生塑性變形，施工者亦無法於安裝當下立即發現，例如一種情況是主機曲軸輸出法蘭與推進軸系之連接螺絲如未確實緊固，推進系統運轉啟動產生龐大的扭力將連接螺絲扭斷，如此將造成無可挽回的錯誤，可見小小的螺絲釘主導著機構及機械的運轉成敗與安全性，深入了解其相關應用才能妥適選擇合宜的螺絲規格並正確的運用，才能充分滿足設計與現場施工之需求，針對輪機工程列舉下列三種大方向用途：

(1)用於固定以及連接，如：主機與減速機 HOLDING DOWN BOLT、中間軸承 ANCHOR BOLT、輪機裝備底座 FITTING BOLT。

(2)用於傳遞驅動力及制動力，如：主機與大軸 CONNECTION BOLT、鎖軸裝置 LOCKING BOLT。

(3)用於密封氣體和液體，如：管路系統法蘭連接螺絲、PUMP SUCTION / DISCHARGE 端與管路之連接、TANK 封閉之氣密/水密螺絲。

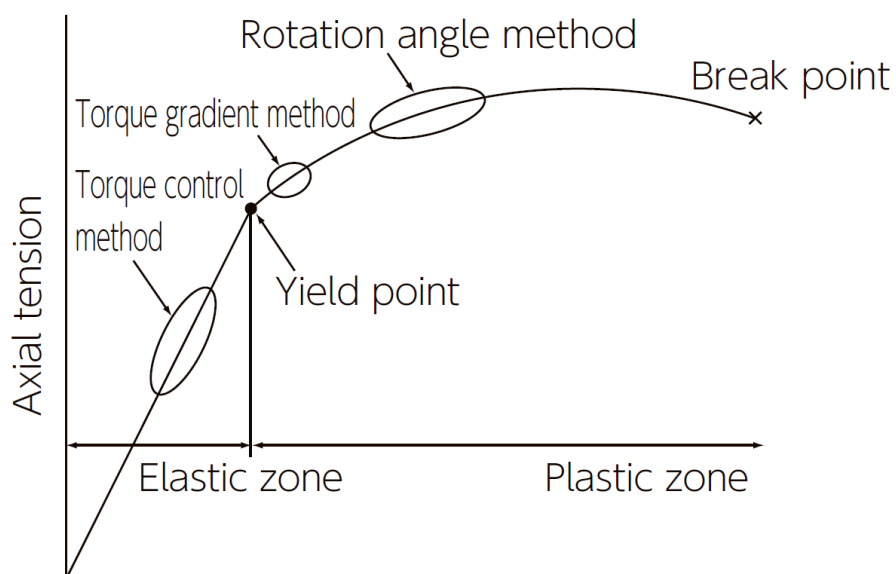
緊固螺絲的目的顯而易懂是為了使物體與物體之間不產生相對運動或振動，但判斷螺絲緊固與否決定於安裝者施以鎖緊產生之力量大小(軸向力)與螺絲材料之變形量(應變)是否在容許範圍內，不同的工況亦有不同方式的緊固作為，



CSBC CORPORATION, TAIWAN

傳承造船 守護海洋

以下圖三及表一統整各種工況對應之緊固方式。



圖三、螺絲緊固方法及其適用工況

表一、螺絲緊固方法探討

緊固方法	描述
扭力控制法 (Torque control method)	在螺絲材質彈力變形範圍內，透過扭力值預測控制螺絲緊固，由於扭力值不隨螺絲長度變化，容易制定標準化計算方式預測扭力，此法應用最為廣泛，但各裝備廠家均有其安裝精度標準無法統一。
旋轉角度法 (Rotation angle method)	透過旋轉角度決定螺絲緊固力，此法應用於超過螺絲材質降伏點之工況，由於是在塑性變形範圍內進行緊固，對於分次鎖磅或重複緊固螺絲存在限制，旋轉角度的精度也不易控制。
扭矩斜率法 (Torque gradient method)	在螺絲材質降伏點以上依線性扭力值逐漸增加扭力值，透過電子儀器控制扭力及旋轉角度，此方式設備價格昂貴，且不適用於維修工況。



CSBC CORPORATION, TAIWAN

傳承造船 守護海洋

四、鎖磅扭力之預測

本文探討以扭力控制法預測螺絲鎖磅扭力，首先定義螺絲扭力之計算方式如式一所示，各項參數如圖四所示，螺絲緊固扭力由軸向力轉換得到，軸力大約 50%作用於螺絲支撐面的摩擦力，40%作用在螺紋的摩擦力，僅 10%作用於將拉伸螺絲。

$$T = F_f \left\{ \frac{d_2}{2} \left(\frac{\mu}{\cos \alpha} + \tan \beta \right) + \mu_n \frac{d_n}{2} \right\} \div 1000$$

Friction on the threaded portion Tension Ff Friction on the bearing surface

式一、鎖磅扭力計算方程式

T: Torque (N-m)

Ff: Axial tension (N)

d₂: Pitch diameter (mm)

d_n: Pitch diameter of bearing surface (mm)

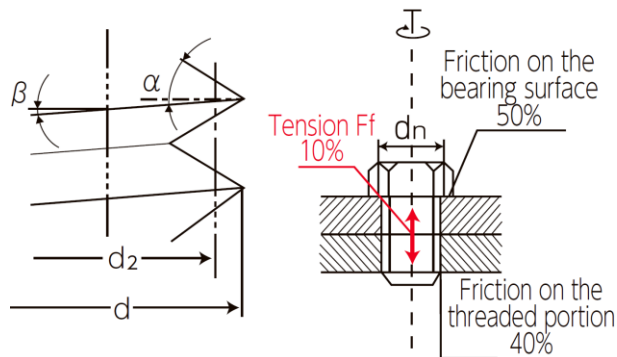
μ: Friction coefficient of threaded portion

μ_n: Friction coefficient of bearing portion

α: Half angle of screw

thread (ISO Screw: 30°)

β: Lead angle (tanβ)



圖四、鎖磅計算參數

為了能以式一預測螺絲緊固所需的鎖磅扭力，須系統性建立式一中各參數之適當數值以建立一套可靠的鎖磅計算方法，以下逐一分析整理各參數：

(1) Axial tension (N) 軸向力

軸向力之計算根據 ISO 898 定義軸向力大小須小於螺絲能承受最大 PROOF LOAD 之 70% 如圖五，依船廠施工經驗約取在 20%~50% 左右。

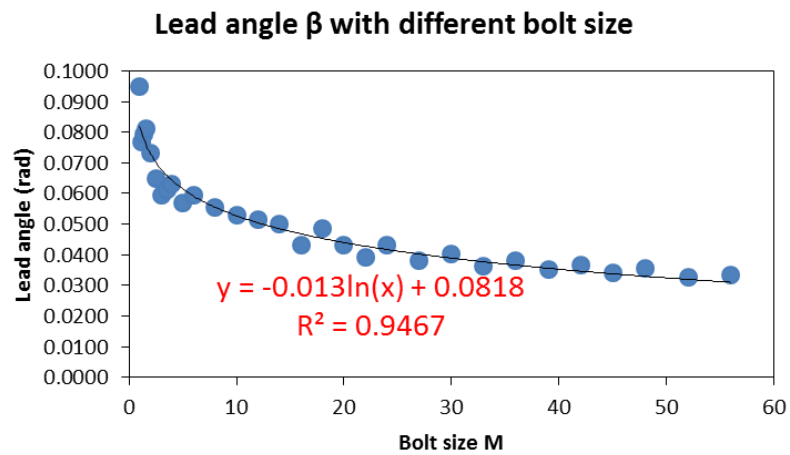
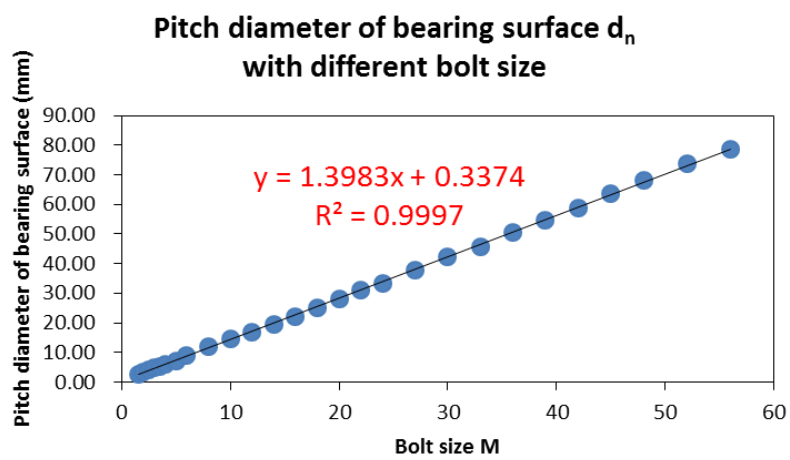
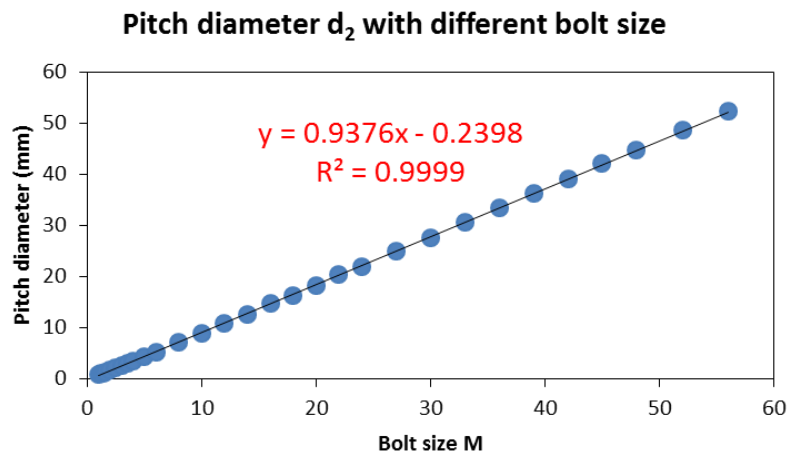
■ Axial tightening force and fatigue limit when fastening with bolts

- When calculating the suitable axial tightening force for bolt tightening, the maximum force shall be 70% of the standard proof strength using the torque control method, and the force shall be within the elastic range.
- Bolt fatigue strength under repeated load must not exceed the maximum allowable value.
- The bolt and nut seat must not cause any depression in the fastened part.
- Tightening must not cause any damage to the fastened part.

圖五、ISO 898 對於鎖磅軸向力之定義

(2) Pitch diameter (mm), Pitch diameter of bearing surface (mm), Lead angle ($\tan\beta$) 有效直徑、升角

統計各公制尺寸螺絲之有效直徑及升角，利用曲線擬合數值方法近似出線性或非線性方程式後，使用者只須將欲鎖磅之螺絲基準值 MX 輸入方程式可得到相對應的有效直徑及升角，為了有足夠的曲線擬合精確度，擬合曲線方程式之 R squared value 取值愈近似於 1 愈佳。



圖六、螺紋尺寸變化趨勢

(3) Friction coefficient of threaded portion & bearing portion

摩擦係數依潤滑用油種類不同而有不同的數值，請見表三資料。

表三、

Lubrication	Friction coefficient Min. - Avg. - Max.
<u>General machine oil</u> Spindle oil Machine oil Turbine oil Cylinder oil	0.10 ~ 0.15 ~ 0.20
<u>Low friction oil</u> Double sulfurous molybdenum Wax based oil	0.067 ~ 0.10 ~ 0.14

(4) Bolt elongation (DNV & G.L. rule)

如前文所述，螺絲鎖磅力量僅 10%作用於將拉伸螺絲，但仍不可忽略其影響，尤其針對大型輪機裝備(如主機、發電機等)底座之固定螺絲在 DNV 與 G.L.船級法規對於螺絲拉伸量具有嚴謹的要求，節錄如圖所示，輪機設計在 HOLDING DOWN BOLT ARRANGEMENT 階段應詳加考量。

$$\Delta L = F_p \left(\frac{L_1}{D_{s1}^2} + \frac{L_2}{D_{s2}^2} + \dots + \frac{L_i}{D_{si}^2} \right) 618 \cdot 10^{-8} \text{ [mm]}$$

Boundary conditions:

$$\Delta L \geq \Delta L_m$$

— cast resin chocks

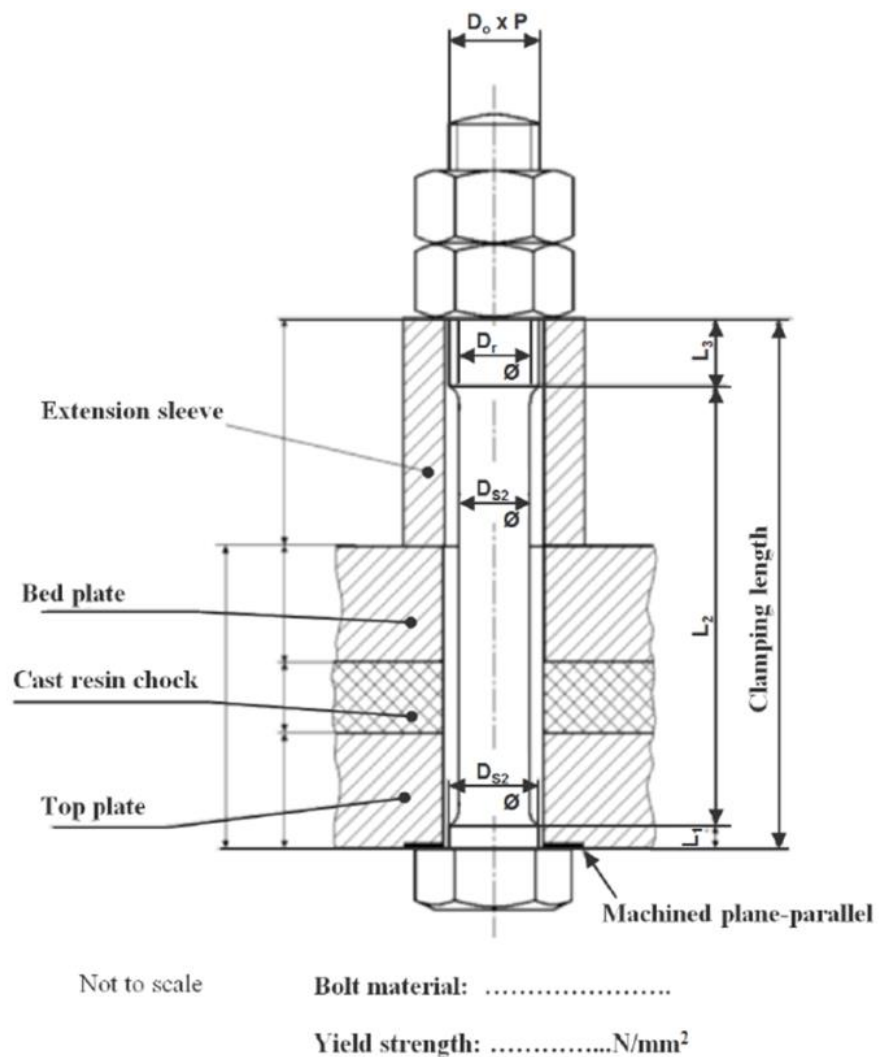
$$\Delta L_m = 0.0343 \cdot p_t \text{ [mm] for } p_t \geq 3.5 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\Delta L_m = 0.12 \text{ [mm] for } p_t < 3.5 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

— metal chocks

$$\Delta L_m = 0.25 \text{ [mm]}$$

- F_p = Preloading force exerted on each bolt by tightening [N]
 ΔL = Theoretical elongation of foundation bolt [mm]
 ΔL_m = Required minimum theoretical elongation of foundation bolt [mm]
 p_t = Total surface pressure exerted on the chocks caused by weight of plant component and bolt preloading force [N/mm²]



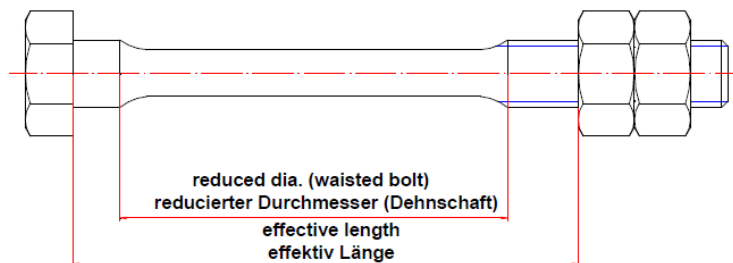
圖七、DNV rule 對螺絲拉伸量之要求

$$S = \frac{4 \times F_v \times L_k}{\pi \times E \times D^2}$$

Where S = Stretch in millimeters, mm
 Fv = Bolt tension in Newton, N
 Lk = Effective bolt length in mm
 E = Modulus of elasticity of bolt material, modulus for steel is
 2.07 x 10⁵ N/mm²)
 D = Bolt diameter in mm

The bolt diameter may be reduced in the shank. Calculate the stretch separately for each length with each corresponding diameter.

The diameter cannot be reduced to less than 80% of the Minor thread diameter.



圖八、G.L. rule 對螺絲拉伸量之要求

(5) 扭力控制法之鎖磅值驗證

舉台船公司建造之 2800TEU 貨櫃輪主機輸出軸與大軸連接之螺絲鎖磅為例，其螺絲尺寸為 M85，依 MAN B&W 原廠提供標準之鎖磅值為 9630 N-m，可藉此鎖磅值探討扭力控制法預測鎖磅值之可靠性，計算結果如圖九所示之 M85 螺絲依扭力控制法預測在 PROOF LOAD 70%、50%、20%之鎖磅值，計算結果顯示 MANMAN B&W 原廠標準鎖磅值 9630 N-m 在螺絲承受 PROOF LOAD 20%即可達成，滿足 ISO 898 之要求螺絲承受之 PROOF LOAD 不超過 70%。

SIZE	σ_y	As	70%	50%	20%
M	(N/mm ²)	(mm ²)	(N)	(N)	(N)
85	600	4830	2028802	1449144	574054

Screw torque calculation					
Parameter	Symbol	70%	50%	20%	Unit
Axial tension	Ft	2028802	1449144	574054	N
Pitch diameter	d ₂	79.4562	79.4562	79.4562	mm
Friction coefficient of threaded portion	μ	0.15	0.15	0.15	-
Half angle	α	30	30	30	degree
Lead angle tangent value	$\tan\beta$	0.02	0.02	0.02	-
Friction coefficient of bearing portion	μ_n	0.15	0.15	0.15	-
Pitch diameter of bearing surface	d _n	119.19	119.19	119.19	mm
Torque (output)	T	34035	24311	9630	N-m

圖九、鎖磅計算範例

五、結論

螺絲緊固方法一般有扭力控制法、旋轉角度法、扭矩斜率法等等，其中以扭矩控制法之實用性最高，本文旨在探討針對不同規格的螺絲以扭力控制法計算適當的鎖磅扭力。而 ISO 898 針對螺絲鎖磅定義其彈性範圍之上限為規格耐力的 70%，本文以此為理論基礎發展螺絲鎖磅之計算方法，並針對公制螺絲以曲線擬合進行數值分析近似出螺絲尺寸影響關係曲線及方程式推廣，最終以 M85 螺絲為例計算鎖磅扭力與 MAN B&W 之建議值驗證符合 ISO 898 之要求以確立本鎖磅計算之可靠性。

六、參考資料

- [1] 莊明家，機械設計及分析，復文書局，1989。
- [2] 小栗富士雄，標準機械設計圖表便覽，臺隆書局，1990。
- [3] 賴耿陽，螺紋鎖緊機構設計：現代螺紋使用實務，復漢出版社，1995。

Yang, A Study of Stainless Steel Screw's Locking Mechanism-Use of M6-60 Stainless Steel Screw Joints M-Shape Stainless Steel Machine Part for Example, Master Thesis, Department of Automation and Precision Engineering, National Chiao Tung University, 2007.

[5]Torque theory, TOHNICHI America learning center, 2019.

[6]Class rule, DNV-G.L., 2015.

[7]Installation guidance, MAN B&W, 2018.