

螺紋緊固的失效與預防方式

第5集

螺栓疲勞強度的相關因素與傳統做法

文 / 西田新一，佐賀大學榮譽教授

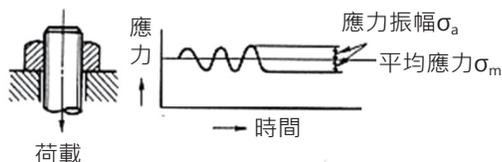
前言

筆者在前一集提到，大量的螺栓廣泛應用於電氣設備、工具機、建築機械、鐵路運輸車輛、鋼塔、橋梁、交通設備等等各種機械和設備。所以可以說螺栓實際上引起最多的機械式零件失效。以螺栓的失效來說，有九成是因為失效而發生，其次是延遲的失效(佔5%)、應力腐蝕龜裂(3%)，以及靜態斷裂(2%，包括腐蝕)。此外，由於環境引起的失效只會在容易受環境影響的高強度螺栓上發生，所以筆者在第3和第4集介紹了環境引起的螺栓失效，又稱為延遲的失效或應力腐蝕龜裂。

筆者在這一集會解釋螺栓疲勞強度的相關因素，並介紹改良螺栓疲勞強度的傳統做法。

表 5.1 鋼製螺栓的拉伸疲勞侷限

公稱直徑 [mm]	6	8	12	20	30	42	48
疲勞侷限 σ_a [kgf/mm ²]	6	6	5	4	3	3	3



註：嚴格來說，疲勞侷限的定義是 $\sigma_a + \sigma_m$

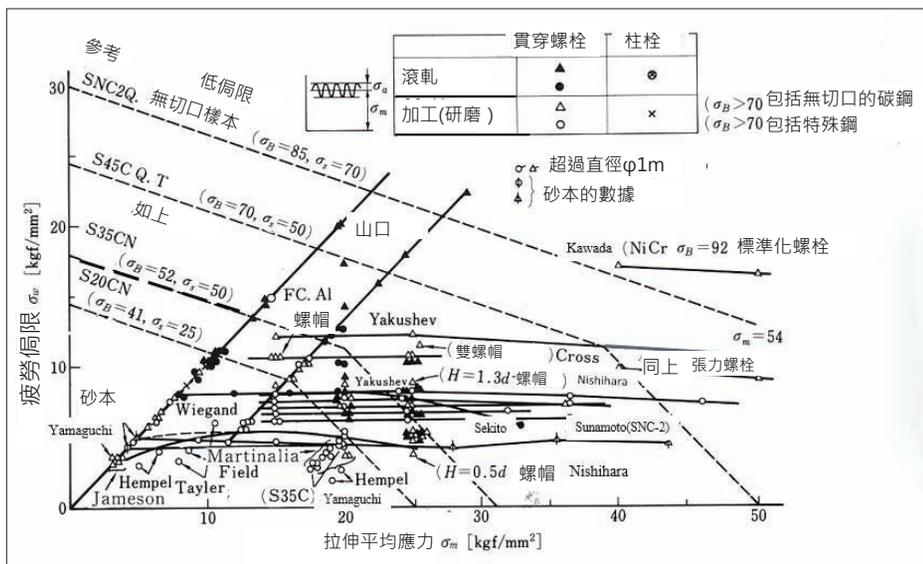


圖 5.1 螺栓疲乏侷限的平均應力影響

度小的螺栓影響非常小，對經過熱處理增強拉伸強度的螺栓則會產生影響⁽⁵⁾。根據筆者所做的實驗，經過淬火和回火且拉伸強度 $\sigma_B = 110 \text{ kgf/mm}^2$ 的螺栓，其疲勞侷限縮減了約兩成，其平均應力 σ_m 則從 18 增加到 56 kgf/mm^2 ⁽⁶⁾。

圖 5.2 顯示螺栓的拉伸強度和拉伸失效侷限之間的關係⁽⁴⁾。拉伸失效侷限的變異性大，但它會隨著拉伸強度的增強而加大，雖然加大的程度很小。螺栓失效侷限會有變異，是因為螺栓的螺紋和螺帽的螺紋接觸產生的力量傳遞所引起的。

圖 5.3 顯示螺栓拉伸疲勞侷限的尺寸效應⁽⁴⁾。拉伸疲勞侷限會隨著螺栓公稱直徑的增加而縮減，但拉伸疲勞侷限的變異性大(見圖 5.1 與 5.2)。圖 5.3 顯示，若保守估計，公稱直徑為 3 英寸的螺栓，其拉伸疲勞侷限會只有 $2.5 \sim 3.0 \text{ kgf/mm}^2$ 。此數值和拉伸強度比起來則非常低。螺栓的形狀因子 α (應力集中因子) 約為 4⁽⁷⁾。切口因子 β 是無切口試樣 σ_w 的疲勞侷限除以切口試樣 σ_w 的疲勞侷限之後的值。正常來說，當 β 值為 2 時，切口試樣的應力集中因子會幾乎等同於 β 值。若 α 大於 2， α 就會變得比 β 還大。然而以螺栓為例，即使使拉伸張力 $\sigma_B = 100 \text{ kgf/mm}^2$ 的無切口試樣的疲勞侷限為 $\sigma_w \approx \sigma_B / 2 = 50 \text{ kgf/mm}^2$ ，切口因子 β 會變成 8~10 且大於 α ，這是因為螺栓的疲勞侷限 σ_w 是 $5 \sim 6 \text{ kgf/mm}^2$ 。這顯示螺栓的疲勞侷限遠低於傳統切

傳統螺栓的疲勞強度

目前為止我們對螺栓的失效問題只下了一點點功夫而已。表 5.1⁽¹⁾ 顯示代表性的鋼製螺栓的拉伸疲勞侷限。根據拉伸疲勞侷限的定義，疲勞的侷限意指一種有限定範圍的應力，在該範圍內可以做無限次數的應力循環。以部分拉伸脈動的疲勞為例，其疲勞侷限可以是應力振幅的總量 σ_a 以及平均應力 σ_m 。但若以螺栓為例，平均應力的效果相對較小(筆者會在後文提到，見圖 5.1)，且平均應力不會維持不變。因此比較應力振幅 σ_a 會有助於了解。由此，除非有另外提及，否則本文所說的疲勞侷限就是指應力振幅。表 5.1 顯示，直徑長度正常的鋼製螺栓之拉伸疲勞侷限為 $5 \sim 6 \text{ kgf/mm}^2$ ，但它會隨著公稱直徑的增加而變小。這種縮小的現象稱為「尺寸效應」，這在疲勞失效的例子中特別明顯。然而由於在鋼構建築疲勞失效的尺寸效應之下，疲勞侷限的縮減量只有 10% 到 15%⁽²⁾，所以一般認為螺栓疲勞侷限的縮減量非常可觀。原因可能就是因為加工精密度低而需在螺栓與螺帽的螺紋之間做局部加載，這也是主導螺栓疲勞強度的其中一個因素，筆者將會在未來的第 7 集連載專文中做描述⁽³⁾。

圖 5.1 顯示平均應力對螺栓的拉伸疲勞侷限造成的效果⁽⁴⁾。以此圖來說，低於 40 kgf/mm^2 的平均應力對疲勞侷限的影響非常小。但有些報告說平均應力對拉伸強

口試樣的疲勞侷限。反之，與正常的切口試樣相比，螺栓疲勞侷限的改善難多了。因此，設計師做防疲勞的設計時，不應以底部切口的最大應力值計算數值。

疲勞強度的改善措施與其效果

3.1 螺栓疲勞強度低的原因

有幾個原因會造成螺栓疲勞強度低。第一個是螺栓的螺紋之間有不均勻的荷載分配⁽⁸⁾ (見圖5.2和5.4)。舉例來說，某支螺栓有8條螺紋來咬合住螺帽，那麼會有三分之一的荷載會施加在第一條螺紋上，如圖5.2所示。施加在第4條以及其後螺紋的荷載量尤其會低於10%，同樣的狀況也會發生在有6條或10條螺紋的螺栓上。估計這一種荷載所集中施加的範圍會落在每條螺紋長度的將近一半。

依據圖5.4顯示的荷載分配情形，圖5.5說明了在每個牙底形成的應力。從第一條與螺帽的牙咬合的螺紋開始，分配到每一條螺紋的荷載分別為 P_1 、 P_2 、 P_3 、…… P_n (V代表遞增數)。施加荷載 P_1 後，在第一條、第二條以及其後螺紋的牙底形成的應力分別為 $+\sigma_{11}$ 、 $-\sigma_{12}$ 、 $-\sigma_{13}$ 、…… $-\sigma_{1n}$ (V代表遞增數)。同樣的，施加荷載 P_2 後，在第一條、第二條以及其後螺紋的牙底形成的應力分別為 $+\sigma_{21}$ 、 $-\sigma_{22}$ 、 $-\sigma_{23}$ 、…… $-\sigma_{2n}$ 。大致來說，施加荷載 P_m 後，在第 n 條螺紋的牙底形成的荷載為 σ_{mn} 。這裡的加號「+」是指拉伸應力，減號「-」是指壓縮應力。當 $m \geq n$ 時誘發的應力就是拉伸應力，但當 $m < n$ 時就會產生壓縮應力。在單一螺栓上形成的應力就是在每個牙底上形成的應力總和。

表 5.2 螺紋的百分比荷載分布 (總和為100%)

螺紋數目	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7	P_8	P_9	P_{10}
6	33.7	22.9	15.8	11.4	8.7	7.5				
8	33.3	22.3	15.0	10.2	7.0	5.0	3.9	3.3		
10	33.1	22.2	14.9	10.0	6.7	4.6	3.1	2.3	1.6	1.5

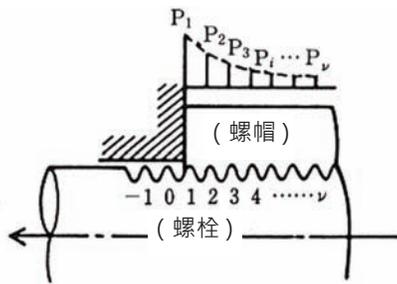


圖 5.4 螺紋的荷載分布

+ 拉伸應力
- 壓縮應力

σ_{mn} : 因為荷載 P_m 而在第 n 個牙底生成的應力

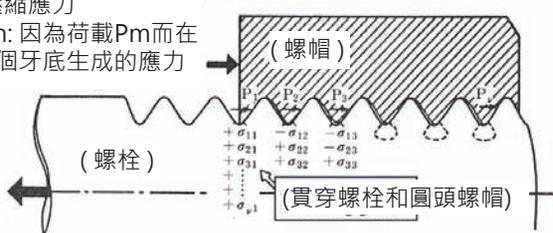


圖 5.5 螺栓牙底生成的應力

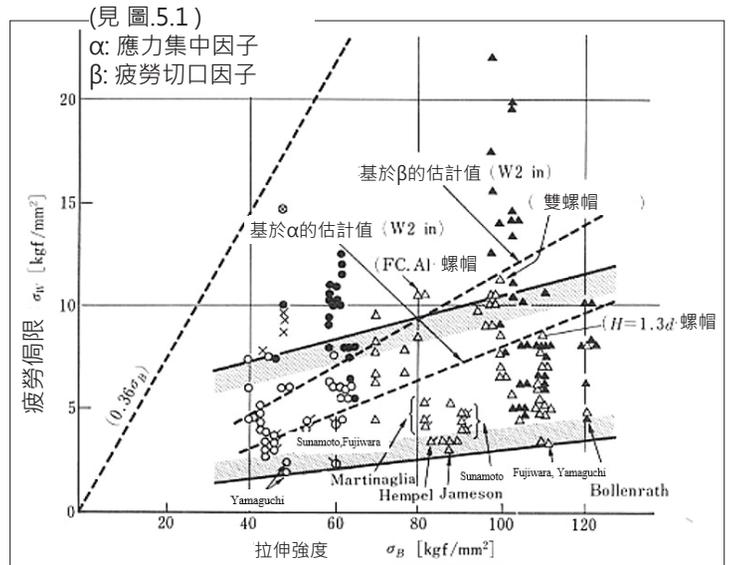


圖 5.2 拉伸疲勞和拉伸強度之間的關係

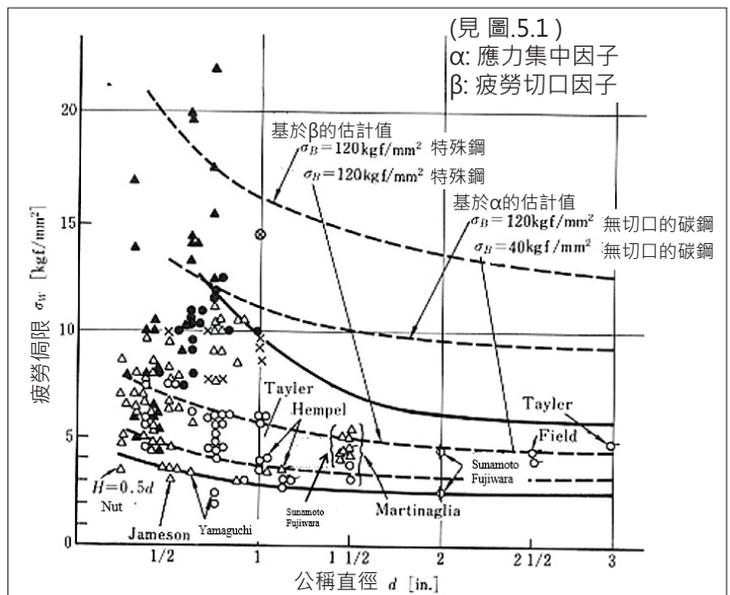


圖 5.3 尺寸對螺栓疲乏侷限的影響

如圖5.5所示，在荷載分配的現象中，在第二個以及其後牙底上誘發的應力，會因為壓縮應力和拉伸應力某個程度的相互抵消而減少。然而只有拉伸應力會在螺帽尾端第一個牙底上形成，因此在第一個牙底形成的應力總和顯然會是最大的。以上所述可透過學者Seike et al⁽⁹⁾所做的「螺栓應力集中」的實驗結果獲得證實(見圖5.6)。換句話說，螺帽尾端第一個牙底的應力集中因子 α 是4.5，這和光彈性測試取得的數值($\alpha=3.86$)相近⁽⁸⁾。因此我們容易理解咬合住螺帽尾端的第一條螺紋的牙底大多會失效。大致上來說，螺栓的失效會發生在三個位置，也就是螺帽尾端的接觸面、不完整的螺紋上，還有螺紋的頭下圓角。這三個位置發生螺栓失效的機率分別為65%、25%和10%⁽⁷⁾。以夾緊螺栓(clamp bolt)來說，螺栓失效百分之百會發生在螺帽尾端的第一個牙底，除非有採取特殊措施來改善疲勞強度。如同我在第二篇連載專文中描述的螺紋緊固失效案例，若排除掉該文的圖2.20所提到的例子不算，那麼所有的螺栓失效都會發生在螺帽尾端的第一個牙底。

不均勻的荷載分配是螺栓疲勞強度變低的肇因。由於螺栓是一種有切口的物件，且外力是透過螺栓的螺紋和螺帽的螺紋接觸時來傳導，因此我們也可說應力集中因子和局部加載是螺栓疲勞強度變低的肇因。本文會在後面解釋更多細節。

螺紋疲勞強度的改善措施大致可分為針對螺帽和針對螺栓的措施。這兩個措施的說明如下。

針對螺帽採用的措施

圖5.7顯示螺栓和螺帽之間的力量傳導⁽⁷⁾。大致來說，複雜的應力集中現象可以透過水流的比喻來做量化的定義。圖5.7是螺栓和螺帽的傳統緊固方式。圖5.2和圖5.2-5.7(a)顯示，應力會在螺栓和螺帽的交界處形成。因此為了增加螺栓的疲勞強度，在螺帽這一端的應力集中度應該要降低。其中一個做法就是在螺帽這一端做一個「攔河壩」，藉此改變應力的流動，圖5.7(b)就是一個例子。換句話說，藉由在螺帽這一端做出一個環形槽，衝向螺帽尾端(意即螺栓的螺紋尾端)的應力流量就被改變了。最理想的做法是去拉住螺帽，如圖5.7(c)所示。透過拉住螺帽，就能確保力道可以從螺栓平順流向螺帽。螺栓會被延展，但螺帽會受到拉伸力道的壓縮。由於螺栓和螺帽的變形狀

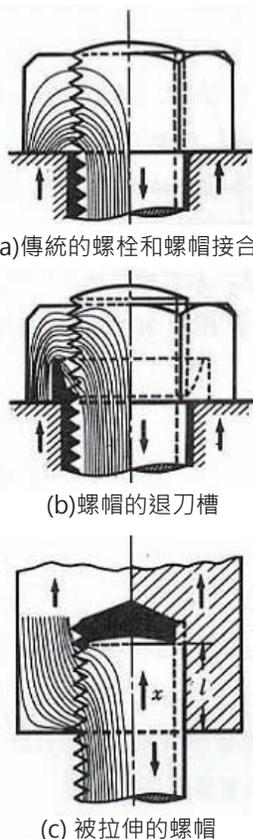


圖5.7 從螺栓流向螺帽的應力流動

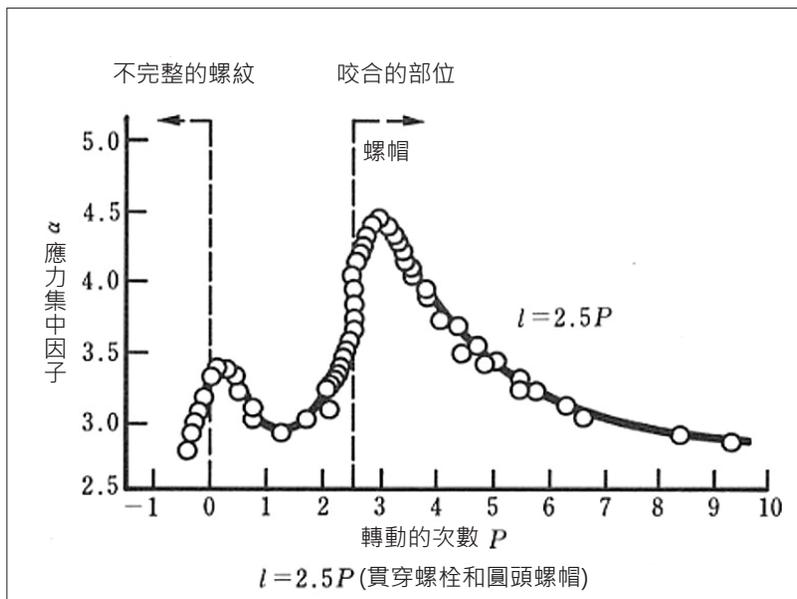


圖5.6 螺栓牙底上應力集中的相互影響

況不同使得「應變力」會集中在螺帽這一端，所以螺栓的疲勞強度就會降低。若降低應變力的集中度，螺栓的疲勞強度就會大幅增加。「拉住螺帽」的概念似乎就是從這一點來的。

圖5.8是目前有針對螺帽提出的幾個措施(7,10)。嚴格來說，圖5.8(e)所示的並非屬於螺帽的措施，但此措施仍可歸屬於螺帽是因為它依據的概念和其他措施相同。我們可容易理解圖5.8(a)、(b)、(c)所示的措施立基相同。雖然圖5.8(e)所示的措施是屬於螺栓，但它聚焦在確保螺栓與螺帽咬合時能有等量的延展量。然而上述的措施因為以下原因而未實際執行過。舉例來說，圖5.8(a)所示的措施有做了疲勞測試，但疲勞強度的改善不如預期。剪切力造成的疲勞失效會從螺帽的法蘭狀牙底開始發生，這依每個個案會有所不同。透過此措施改善疲勞強度的幅度只有 $1-2\text{kgf/mm}^2$ ，

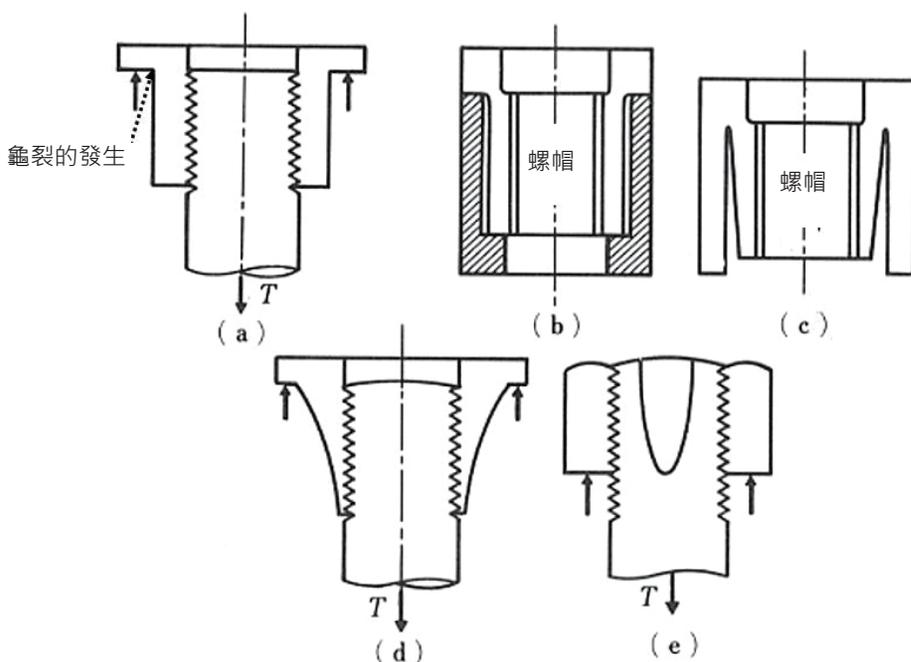


圖5.8 改善螺帽疲勞強度的傳統做法

以下是其中一個原因。除了特例不算，疲勞失效都會發生在螺栓上。若選擇對螺帽採取措施，疲勞強度的改善就會不如預期。除了不均勻的荷載分配之外還有其他幾項因素會主導螺栓的疲勞失效，所以螺帽的建議措施只會對其中一項因素產生作用。此外，圖5.8(b)和(c)所示的螺栓形狀很複雜，使它不適合大量生產且在應用上有些困難。

針對螺栓採用的措施

目前針對螺栓提出的疲勞強度改善措施僅只有幾個而已。其中一個措施如圖5.9⁽⁷⁾所示，螺栓本體的直徑小於公稱直徑。若整支螺栓的本體直徑小於公稱直徑，螺栓中心可能無法對準螺孔的軸線。此時除了對螺栓施加拉伸荷載之外還可以施加彎折荷載。若對螺栓施加彎折荷載，螺栓的疲勞強度就會減小⁽⁴⁾，因此必須預防強度變小。圖5.9(d)所示的措施之所以會比圖5.9(c)更理想，是因為可以減少在不完整螺紋以及頭下圓角上集中的應力。

以下敘述細桿螺栓帶來的效果。正常來說，螺栓是在被緊固狀態下使用。從疲勞強度的觀點來看，為了在最有利的條件下使用這種螺栓，就必須了解施加到螺紋上的外力和內力之間的關係。內力代表著荷載(而非應力)會被分配到螺栓上和被緊固的零件上，這隨著施加的外力會有所不同。

圖5.10顯示施加到螺栓、螺帽和被緊固零件的外力和內力⁽¹⁾。圖5.10(a)顯示，在緊固住螺栓時，螺栓的桿部形成的拉伸力 F_t 和被緊固零件形成的壓縮力 F_c 取得了平衡。假設我們對螺紋施加外力 W_a ，此時會對螺栓的桿部施加拉伸內力 F_t ，被緊固零件就會失去壓縮力 F_c ，如圖5.10(b)所示。在此條件下，緊固長度增加量為 λ 。 K_t 是螺紋的拉伸彈簧常數(每單位延展量的荷載)， K_c 是被緊固零件的壓縮彈簧常數(每單位收縮量的荷載)，它們可透過以下公式來表示：

$$F_t = K_t \cdot \lambda \quad (5.1)$$

$$F_c = K_c \cdot \lambda \quad (5.2)$$

以下的力平衡公式：

$$W_a = (F_t + F_c) - (F_t - F_c) = (F_t + F_c) \quad (5.3)$$

把等式(5.1)和(5.2)代入等式(5.3)：

$$W_a = (K_t + K_c) \cdot \lambda$$

$$\therefore \lambda = \frac{1}{K_t + K_c} W_a \quad (5.4)$$

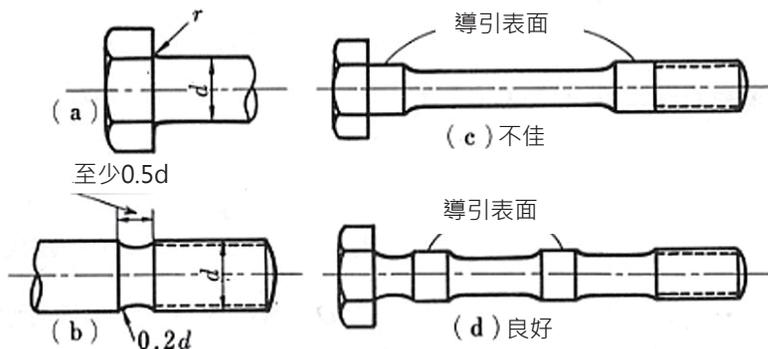


圖5.9 改善螺栓疲勞強度的傳統做法[(d) 優於(c)]

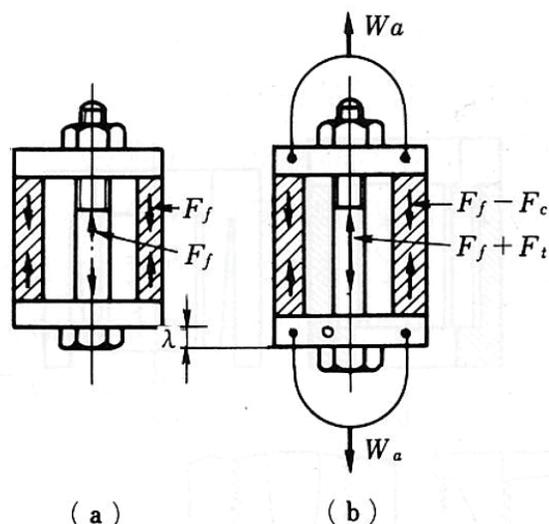


圖5.10 施加於螺紋緊固元件的外力和內力之間的平衡關係 (W_a 是外力; F_t, F_c, F_f 是內力)

把等式(5.4)代入等式(5.1)和(5.2)：

$$F_t = \frac{K_t}{K_t + K_c} W_a, \quad F_c = \frac{K_c}{K_t + K_c} W_a \quad (5.5)$$

透過以下螺栓內力係數 ϕ 的公式，表示出有多少比例的拉伸力 F_t 藉由外力 W_a 添加到螺紋上的外力 W_a 。

$$\phi = F_t / W_a = \frac{K_t}{K_t + K_c} \quad (5.6)$$

等式(5.5)中的 F_t 和 F_c 可透過螺栓內力係數 ϕ 表現出來

$$F_t = \phi \cdot W_a$$

$$F_c = (1 - \phi) \cdot W_a \quad (5.7)$$

圖5.11顯示出上述的關係。圖5.11顯示對螺紋施予外力時，施加到螺紋與被緊固零件的力道，以及螺紋的延展量(被緊固零件的收縮量)，其中荷載是縱座標，螺紋的延展量(被緊固零件的收縮量)是橫座標(1,11,12)。討論到施加在螺紋上的力道(螺紋的疲勞強度)時，都會採用這個線狀圖。由於此圖不易理解，所以本文做個簡單的解釋如下。

定點A顯示拉伸張力 F_t 被施加到螺紋的狀態。定點OAB串聯的線顯示施加到螺紋的力道和螺紋的延展量之間的關係。定點AB'C串聯的線顯示施加到被緊固零件的力道與該零件的收縮量之間的關係。只要螺紋和零件之間保持密合的話，在拉伸力 F_t 施加到螺紋的過程中施加外力 W_a 時， W_a 引起的螺紋延展量 λ 會等同於被緊固零件的延展量 δ 。因此螺紋和被緊固零件都會被延展，直到定點BB'串聯的線長度等同於外力 W_a 為止。

施加外力 W_a 時分配到螺紋和被緊固零件的力道可透過以下來說明。圖5.11的應力波形圖顯示將被分配到螺紋的力道 F_t 與將被分配到被緊固零件的力道 F_c 。若外力 W_a 一直增加到 $F_c = F_t$ 為止，螺紋緊固住零件所使用的力道會變成零，因此螺紋就會鬆脫。若螺紋鬆脫，整個外力 W_a 就會施加到螺紋上。為避免透過施加外力 W_a 時螺紋會鬆掉，就必須遵循以下等式：

$$F_t \geq K_c W_a / (K_t + K_c) \quad (5.8)$$

反之，若以下等式的外力施加到被緊固的螺紋(F_t 是緊固的力道)，螺紋就會鬆脫。

$$W_a \geq (1 + \frac{K_t}{K_c}) F_t \quad (5.9)$$

在外力 W_a 和被緊固零件的壓縮彈簧常數都是常數的條件下，當螺紋已經緊固到不會因為外力 W_a 而鬆脫，螺紋形成的荷載振幅就會隨著螺紋彈簧常數 K_t 的降低而跟著變小。換句話說，在同樣的外力 W_a 下，螺紋形成的力道 F_t 更容易在彈性變形的範圍內延展。舉例來說，長螺紋和窄螺紋的 K_t 會比短螺紋或寬螺紋來得小。

施加外力 W_a 和常量的振幅到螺紋上時，螺紋形成的波動荷載會隨著螺紋彈簧常數的減少以及被緊固零件的彈簧常數的增加而變小。從失效的觀點來看，這是非常有利的。

但施加到螺紋的最大應力會變成以下的公式：

$$F_{tmax} = F_t + \frac{K_t}{K_t + K_c} W_a \quad (5.10)$$

因為螺紋的疲勞強度主要會受到應力振幅的影響，所以藉由施加外力 W_a 來避免螺紋鬆脫是非常重要的(見圖5.13⁽¹³⁾)。

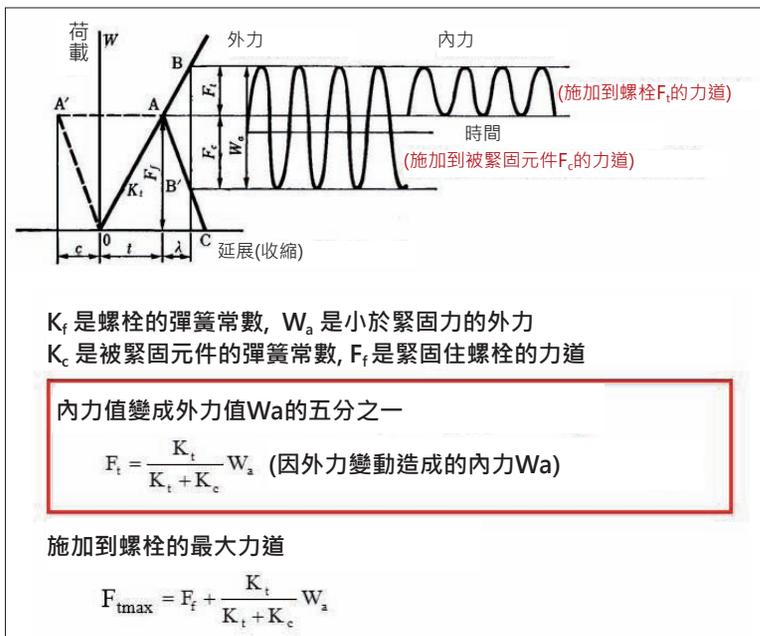


圖. 5.11 螺紋與被緊固元件中的力道和收縮之間的關係

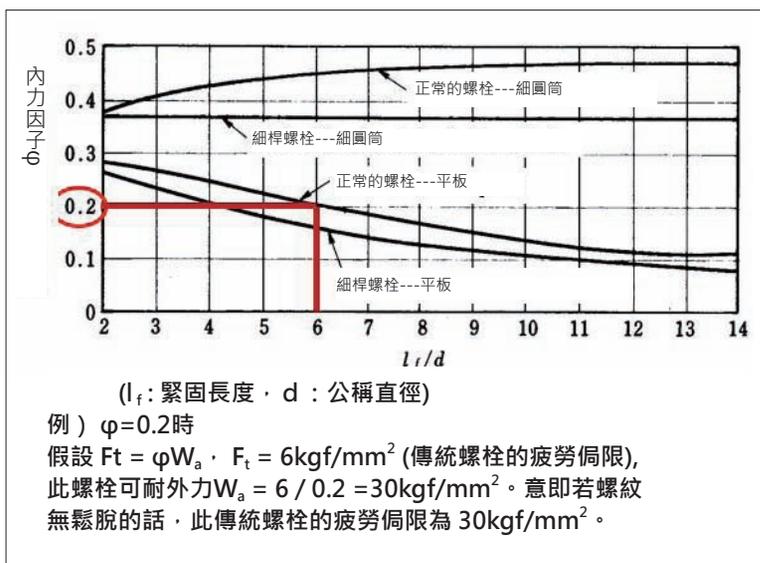


圖5.12 典型螺紋的內力因子的快速計算線圖 ($K_t = K_c$)

☆以有效緊固的螺紋來說：
 外力不僅施加在螺紋上，也施加在被緊固的元件上

★以鬆脫的螺紋來說：
 所有外力都施加在螺紋上⇒立刻斷裂

抗鬆脫螺紋對抗疲勞的重要性提高

抗鬆脫螺紋：例如抗鬆脫螺帽

圖. 5.13 不鬆脫的螺紋的重要性

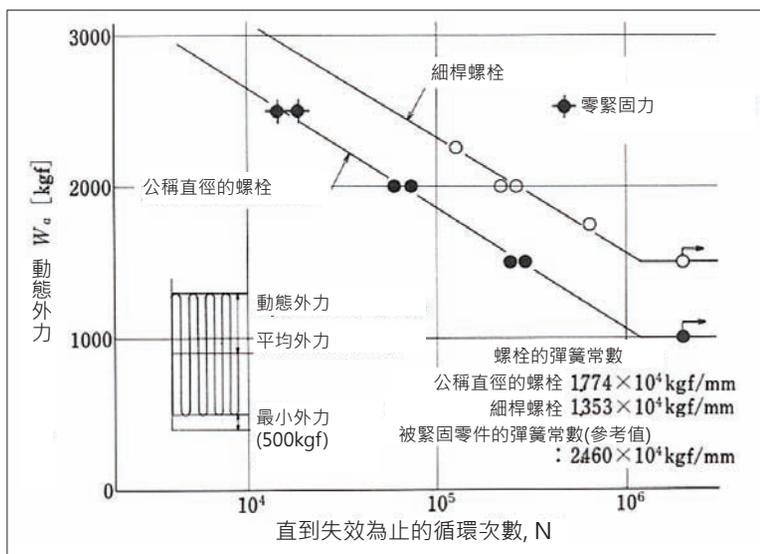


圖. 5.14 螺紋的S-N 曲線 (細桿螺栓和公稱直徑螺栓之間的比較)

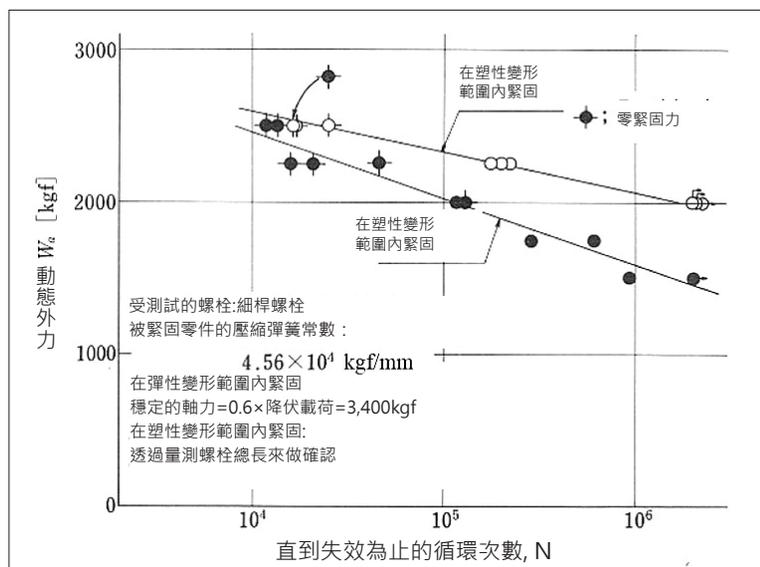


圖. 5.15 螺紋的S-N 曲線 (在塑性變形範圍內緊固)

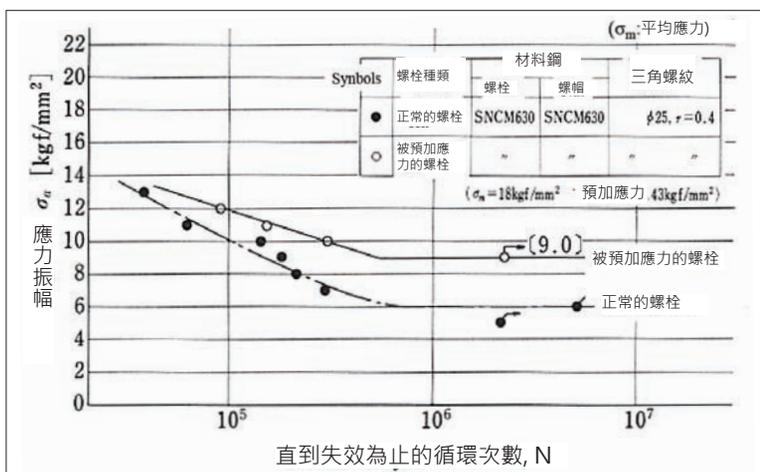


圖. 5.16 被預加應力的螺栓的S-N 曲線

圖5.12顯示內力係數 ϕ 和 l/d (緊固長度除以螺紋外徑)⁽⁴⁾之間的關係。使用傳統螺栓時，內力的係數 ϕ 是0.1-0.3。如前所述⁽¹⁾，螺栓自身的疲勞侷限是5-6kgf/mm²。根據等式(5.5)，與外力變化相對應的可接受應力變異量為15-60kgf/mm²。因此螺紋的疲勞侷限有可能會高於焊接件。

基於上述的結果，這種螺栓不會承受所有的外力，所以很有效。所以這種螺栓已被用在引擎蓋等等零件上，做為一種連桿(connecting rod)來使用。螺栓的疲勞強度幾乎不會受到平均應力(mean stress)的影響(見圖5.3)，且該螺栓不會鬆脫(外力 W_a 不會隨時都符合等式(5.9))。但不能在各種外力 W_a 直接施加在螺栓(例如活塞桿或吊架螺栓)上時使用該螺栓。

螺紋的疲勞強度

圖5.14顯示螺紋的S-N曲線，其中動態外力 W_a 是縱軸，循環次數是橫軸⁽¹⁵⁾。頻率是每分鐘1800次循環，細桿螺栓以及公稱直徑的螺栓的彈簧常數分別為 1.353×10^4 和 1.774×10^4 kgf/mm。被緊固零件的壓縮彈簧常數經計算後為 2.460×10^4 kgf/mm。透過等式(5.5)計算出細桿螺栓的內力係數 ϕ 以及公稱直徑的螺栓分別為0.355和0.419。如圖5.15所示，零件與細桿螺栓(內力係數 ϕ 較小)接合時的疲勞強度大於零件與公稱直徑的螺栓接合時的疲勞強度。所有的失效都發生在與螺帽尾端接合的螺栓牙上。因此必須密集研究如何預防鬆脫以改善螺栓的疲勞強度。

圖5.15是比較細桿螺栓在彈性變形的範圍內緊固時的疲勞強度，以及同一支螺栓在塑性變形的範圍內緊固時的疲勞強度⁽¹⁵⁾。除了使用的測力器不同之外，測試的方式都如同圖5.15。被緊固零件的壓縮彈簧常數經計算後為 4.56×10^4 kgf/mm。在彈性變形的範圍內緊固時，軸向張力是設為 $0.6 \times$ 降伏載荷 $=3,400$ kgf。在塑性變形的範圍內緊固時，透過測量螺栓的全長來檢查彈簧常數。在塑性變形的範圍內(2×10^6 個循環次數)緊固可提升43%的疲勞強度，也就是動態外力從1,400 kgf增加到2,000 kgf。可能的原因是冷加工螺絲的牙底時形成了殘餘的壓縮應力，且表5.2和5.4中分配到螺絲螺紋的荷載發生了變化。

以下描述使用SNCM630製螺絲(牙底直徑 $\phi 25$ mm)研究預加應力的結果⁽¹⁶⁾。此研究透過施加 18 kgf/mm²的平均應力 σ_m 而非螺絲緊固力來審視螺絲的疲勞強度。透過施加的 43 kgf/mm²預加應力，疲勞侷限結果增加到 6.0 kgf/mm²。換句話說，螺絲的疲勞侷限因為預加應力而增加了50%(見圖5.16)。圖5.15和5.16顯示的結果不同是因為採用的做法不同。在前者的做法中，緊固住螺絲的荷載高於降伏點，而且前者是在這樣的條件下做螺絲的疲勞測試。後者的作法是將螺絲拉伸並去除荷載，

在靜態降伏之後施加特定的平均應力，藉此來做疲勞測試。雖然前者對螺栓施加的平均應力不同於後者，但兩者背後的概念都一樣。G.H.Yunker曾指出，需在荷載量不高於降伏點的情況下緊固螺栓，藉此提升疲勞強度⁽¹⁶⁾。他說對螺栓的螺紋做冷加工會產生殘餘的壓縮應力，其效果是促使疲勞強度提升的原因。筆者認為，螺栓的螺紋上一致的應力分配以及減少單側局部的加載會促使疲勞強度提升。殘餘應力對疲勞強度的影響等同於平均應力的影響。與無切口樣本的簡易疲勞強度相比，螺栓的疲勞強度鮮少被平均應力影響。因此，因為殘餘壓縮應力影響而要把螺栓的疲勞侷限增加50%，這種做法只會遭到質疑。

參考文獻

- (1) Machine Design Handbook Editing Committee, Machine Design Handbook, (1973), pp.969, Maruzen, Tokyo,
- (2) Japan Society of Mechanical Engineers, Design Data for Fatigue Strength of Metallic Materials, (1961), pp.3
- (3) S. Nishida, C. Urashima, (1982), unpublished data
- (4) D. Sunamoto, M. Fujiwara, Technical Report of Mitsubishi Heavy Industries Ltd., Vol.3, No.2, (1966), pp.171, Tokyo
- (5) H. Ohtaki, Machine Design, Vol.25, No.2, (1981), pp.24
- (6) S. Nishida, C. Urashima, (1982), unpublished data
- (7) T.Ishibashi, Prevention of Fatigue and Failure of Metals, (1954), pp.83,220 and 256, Yokendo, Tokyo
- (8) M. Nishida, Stress Concentration, (1973), pp.666, Morikita Shuppan, Tokyo
- (9) S. Seike, S. Sakai, K.Hosono, Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.40, (1974), pp.140
- (10)H. Abe, Journal of the Society of Steel Construction, Vol.2, (1967), pp.55, Tokyo
- (11) Y. Kitsunai, Metallic Materials, Vol.13, (1973), pp.32, Nikkan Kogyo News Paper Co.Ltd., Tokyo
- (12) Y. Kitsunai, Safety Engineering, Vol.9, (1974), pp.249, Tokyo
- (13)S. Nishida, Kinzoku, Vol.88, No.1 (2018), pp.59, Agune Gijutsu Center, Tokyo
- (14)A. Yamamoto, Theory and Calculation of Screw Fastening, (1975), pp.68 and 102, Yokendo, Tokyo
- (15)H.Kajino, M.Ide, S. Kondo, (1982), private communication
- (16)G.H.Yunker, Journal and Joining, No.24, (1979), pp.12, Tokyo

網頁設計
 架站管理
 後台規劃

廣告
 目錄
 海報
 名片

FASTENER
 WORLD

相關訊息請洽 業務部
 TEL : 06-295 4000