

思考螺紋的強度時，必須要有「應力(stress)」和「應變(strain)」的概念，這兩個概念是評量金屬強度的基礎。本文主要藉由應力來說明螺紋強度的思考邏輯。此外，比起利用螺絲加熱器等等直接施予張力的方式，以扭矩法來緊固螺紋時，作用在螺絲上之荷載的施加條件更嚴苛。至於其原因，我會透過廣泛用於評量強度的「馮斯應力」(一種等效應力)這種業界所稱的量值來闡明。螺絲的破損幾乎都發生在螺紋部位。有鑑於此，透過點出馮斯應力在耦合螺紋部位上的應力分布狀況，我會說明螺紋的斷裂為何容易發生於接近螺帽座面的螺絲牙底。此外，我還會以有限元素解析的結果為論述依據，解說「螺絲緊固時塑性領域的擴散」現象，此現象可以是決定螺絲軸力大小的基準。

扣件達人講座 螺紋扣件的靜態強度 螺紋強度的基礎

文 / 福岡俊道

金屬的強度與螺紋的強度

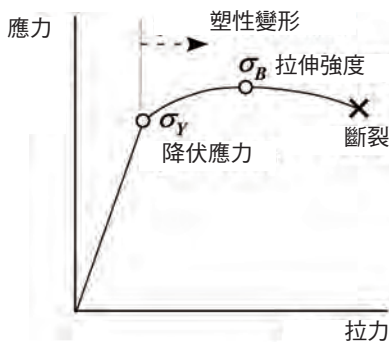
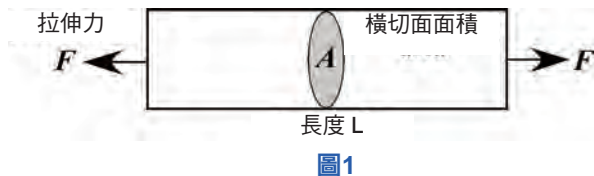


圖1是承受軸向拉伸荷載 F 的圓棒。假設圓棒的長度為 L ，橫切面積為 A ，荷載所導致的延展為 u ，應力 σ 和應變 ε 之間的關係可透過以下公式來表示。

$$\sigma = F / A, \varepsilon = u / L \quad (1)$$

透過以上公式，可將應力解釋為「每單位面積的作用力」，將應變解釋為「變形量相對於原來的長度的比」。若以 N (Newton) 來代表荷載 F ，以 mm 來代表長度，那麼應力的單位就會變成 N/mm^2 。1 N 的力道作用於每 $1mm^2$ 的應力就是 $1MPa$ 。圖2是廣泛用於螺紋扣件的碳鋼「應力/應變線狀圖」。對一個經過加工變成圓棒狀的實驗片施加拉伸荷載直到它斷裂為止，透過個程序就可以得出「應力/應變線狀圖」，透過此圖就能得知材料的各種力學特性。曲線圖中出現的最大應力是「拉伸強度 σ_B 」，曲線圖從直線變成曲線之間的那個點就稱為「降伏應力 σ_Y 」，而「塑性變形(也就是即使移除掉荷載也無法使大量荷載所導致的變形狀態回復原狀)」就是會產生降伏應力的原因。

螺紋扣件的強度時常是以10.9、8.8、4.8、4.6等等，這種將拉伸強度 σ_B 與降伏應力 σ_Y 標示為單一數字的方式來標示。以強度為10.9的螺絲為例，其拉伸強度為 $1000MPa$ ，降伏應力為 $900MPa$ 。換句話說，小數點前之數值的100倍代表拉伸強度，而將前述的拉伸強度值乘以小數點後的數值(也就是0.9)之後，就能得出降伏應力的值。此外10.9和8.8所對應的是強度高的合金鋼製和中碳鋼製的螺絲，而4.6和4.8所對應的是低碳鋼製的螺絲。

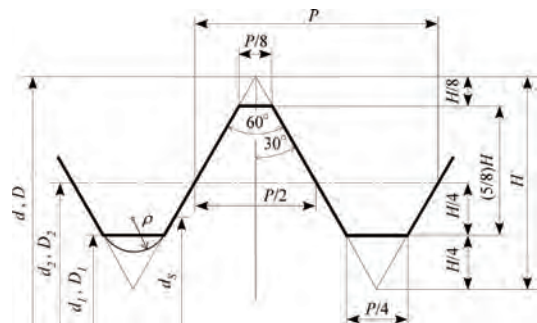
若使用高強度螺絲，就能用小螺絲達到同樣大的軸力。因此螺絲材料的強度要盡量越大越好，但遇到了拉伸強度超過 $1200MPa$ 的材料則會有延遲斷裂的問題。所謂的延遲斷裂，就是氫元素的作用使材料脆化易碎，在緊固作業完成一段時間後突然脆化斷裂的現象。另一方面，近年來加工技術的進展得以產製出即使拉伸強度超過 $1200MPa$ 也不會發生延遲斷裂的螺絲扣件。

螺紋的緊固強度

由於螺紋是沿著螺旋加工出溝槽，所以比起直徑等同於公稱直徑的圓棒，強度較低。因此，在評量螺紋的強度時，會導入有效橫切面積，將形狀複雜的螺紋替換成圓棒。有效橫切面積 A_s 的直徑 d_s 可以透過螺紋的公稱直徑 d 和螺紋間距 P 來表示如下。

$$d_s = d - 0.9382P \quad (2)$$

圖3顯示的是三角螺紋的基準牙形。有效橫切面積的直徑 d_s 就是螺紋谷徑(minor diameter) d_1 和有效直徑 d_2 之間的大小。



耦合螺紋部位的強度可以透過將螺絲軸力 F_b 除以有效橫切面積 A_s 後得出的應力 σ_{th} 來做評量。

$$\sigma_{th} = F_b / A_s \quad (3)$$

以上公式可適用於螺絲加熱器或油壓拉伸器等等將螺絲軸力作為直接拉伸力施加上去的情況。另一方面，若以扭矩法

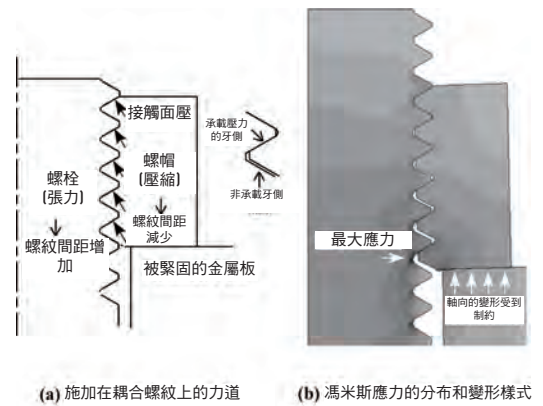
來緊固，除了會產生螺栓軸力導致的拉伸應力之外，也會產生作用於螺紋部位的扭力 T_1 所導致的剪切應力。針對 T_1 我已在第三篇投稿文中做過了說明。

$$\tau_{th} = 16T_1 / (\pi d_s^3) \quad (4)$$

以扭矩法來緊固時的螺栓強度可以透過「馮米斯應力」這種等價應力來作評量。

$$\bar{\sigma} = \sqrt{\sigma_{th}^2 + 3\tau_{th}^2} \quad (5)$$

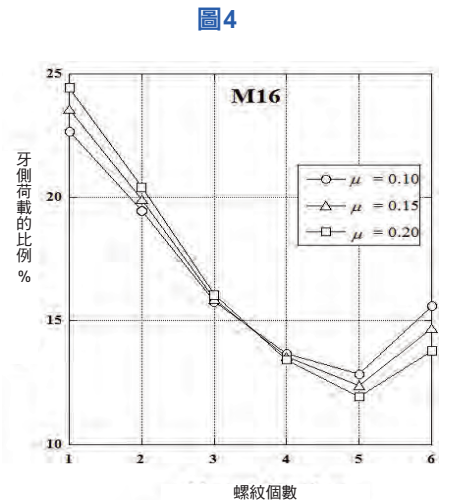
在此，馮米斯應力值一旦達到材料的降伏應力，就會開始出現塑性變形。舉例來計算，若M16螺栓的目標軸力是100MPa，而螺紋面的摩擦係數為0.12，那麼採用以上幾條公式計算出作用於耦合部位的馮米斯應力值則為154MPa。



耦合螺紋部位的應力分布和荷載分布

螺紋扣件的斷裂多發生於耦合螺紋部位，其原因可透過耦合螺紋部位具有特徵的應力分布和荷載分布來說明。如圖4(a)所示，將螺栓緊固時，拉伸力會作用於螺栓上，而壓縮力會作用於螺帽上。結果，螺栓的螺紋間距會增加，螺帽的螺紋間距會減少。只有單一側的螺紋面會接觸到，而接觸的那一側稱為承載壓力的牙側(壓力側)；沒接觸的那一側稱為非承載牙側。最終在耦合螺紋部位上的馮米斯應力會顯現出如圖4(b)具有特徵的分布樣式。最大應力會發生於最接近螺帽座面之螺栓第一節牙底的周邊，這與疲勞斷裂容易發生的位置一致。

接近螺帽座面的螺栓牙底上會發生最大應力的原因，可以透過「螺紋的荷載分擔率」來說明。所謂的螺紋的荷載分擔率，是以螺紋呈現軸對稱之形狀為假設的前提，「各螺紋對螺栓軸力承受的荷載比例」。圖5是一個解析結果的例子。我們的對象是一個M16螺紋，其咬合的螺紋個數是6個。分布的形狀會隨著螺紋面的摩擦係數 μ 不同而產生變化，但我們可以得知第一節螺紋承受將近25%的荷載。其結果就是接近螺帽座面的螺栓牙底會產生很大的應力。



螺紋扣件的塑性變形

決定螺栓軸力的大小時，多會以螺紋材料的降伏應力值為基準。如本文中的前一節文字所述，比作用於螺栓軸部之應力還要更強得多的應力會作用於耦合螺紋部位。對此，以往就有人認為應設為降伏應力 σ_Y 的0.6倍或0.7倍，作為決定螺栓軸應力 σ_b 的基準。我會在本節文字中，透過說明螺栓緊固過程中出現的塑性變形擴展的方式，提供讀者決定螺栓軸力的訣竅。圖6是以M16和M12螺栓為對象，描繪出塑性領域伴隨軸應力上升而擴展的樣貌。螺栓只會受到純軸力的影響，接觸面的摩擦係數是0.15。螺栓軸應力 σ_b 的大小是表示為其對材料降伏應力 σ_Y 的比。依圖所示，塑性領域是在螺紋軸應力值超過0.7 σ_Y 左右時突然急遽擴張。此外，這種傾向在公稱直徑小的M12螺紋上更加顯著，其原因是螺紋扣件(如同我在第一篇投稿文中所做的說明一樣)並非形狀全都相似，而公稱直徑小的M12螺紋的牙底和軸部位橫切面積之間的比例相對上來說會比較小。

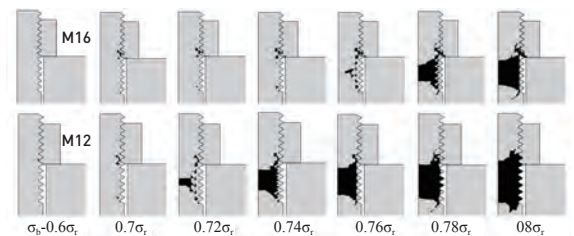
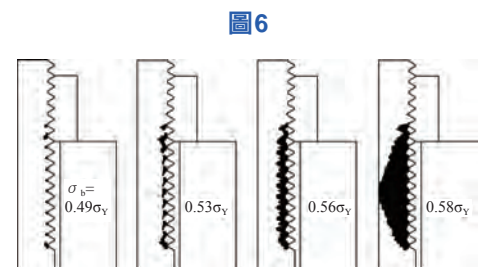


圖7描繪出以扭矩法緊固M12螺栓時塑性領域擴張的樣貌。雖然摩擦係數是0.2稍微偏高，但比起只單單施加軸力的狀況，塑性領域的擴張程度變得更大。另一個重要的特性，就是塑性變形會發生在螺栓第一節螺紋的牙底周邊，接著會以未耦合螺紋部位的牙底為中心擴散出去，最終未耦合螺紋部位的中央附近會全面發生塑性變形。對此，螺栓若過度緊固，大多會從未耦合螺紋部位的中央附近開始斷裂，這與實際現場操作的狀況一致。



結語

本文解說了螺紋扣件強度的基本思考方式。尤其是透過耦合螺紋部位的應力分布和荷載分布的解析結果，說明了為何螺栓的斷裂會發生在接近螺帽座面的牙底。此外，藉由說明緊固螺栓時發生的塑性領域擴散現象，透過材料降伏應力相對於螺栓軸應力的比，我為讀者提供了螺栓軸力的判斷方針。

參考文獻

Toshimichi Fukuoka, "Threaded Fasteners for Engineers and Design - Solid Mechanics and Numerical Analysis -", pp.137-157, Corona Publishing Co., Ltd. (2015)