



1. 前言

在上半部中，筆者提到有大量的螺栓用於種類廣泛的機械設備，所以一般可能會認為螺栓實際上造成機械零件失效的數量最多。以螺栓的失效來說，超過九成的肇因是疲勞，而有八成的失效案例要歸因於製造者⁽¹⁾。此外，螺栓失效的案例中有一些被稱為疲勞失效，其肉眼可見的裂縫是以第2集提到的簡易計算方式來分析⁽²⁾。由於環境因素導致的失效僅限於對腐蝕環境非常敏感的高張力螺栓，所以第4集與第5集介紹了螺栓的環境性失效，又稱為「延遲的失效」或「應力腐蝕龜裂」⁽³⁾⁽⁴⁾。第5集說明了螺栓疲勞強度的因子，並提到改善螺栓疲勞強度的傳統做法⁽⁵⁾。

在這一集與下一集(第7集)，筆者會介紹新的作法可大幅改善螺栓的疲勞強度⁽⁶⁾⁻⁽⁹⁾。因此，如圖6.1所示，筆者已試圖在前一集裡研究了基本作法中螺栓螺帽疲勞強度的諸多因子所造成的影響。

螺紋緊固的失效與預防方式

第6集：改善螺栓疲勞強度的新做法(上半部)

文/ 西田新一 佐賀大學榮譽教授

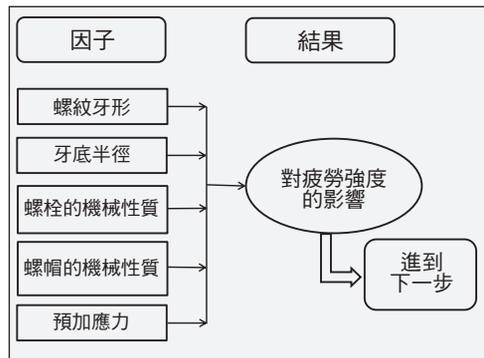


圖 6.1 與疲勞強度有關的許多因子

2. 螺紋牙形的影響與疲勞強度的其他因子

2.1 前言

一般來說，螺栓的疲勞極限為5-6 kgf/mm²，這數值並不算很高。螺栓大都是在被擰緊的狀況下使用，所以有一部份外力的變異也會出現在被緊固的零件上。因此，螺栓的臨界應力為15-60 kgf/mm²，等同於或高於焊接結構的疲勞極限。

首先，下文是以改善螺栓疲勞強度的觀點來研究螺紋牙型對疲勞特徵的影響⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾。

2.2 使用的材料、測試的樣本與測試的方法

圖6.1列出了測試所使用的材料化學成分。螺栓與螺帽使用的鋼材為SCM440與SNCM630。此外，使用了S20C鋼材以研究在疲勞強度方面對螺帽造成的部分損壞(以後可詳見第7集中的表7.1)。除了S20C鋼材之外的所有樣本是從棒材上半徑R達200mm的深度位置做取樣，如此一來棒材的縱向會與每一個一本的中央軸一致。所有樣本，包括螺紋，都是以車削的方式磨光。鋼材的機械特性如表6.2所示，已對以下物件做了疲勞測試。

表6.1 使用材料的化學成分

鋼種	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
SCM440 (0455)	0.41	0.35	0.73	0.0013	0.020	0.08	1.02	0.21
SNCM630 (0470)	0.29	0.25	0.44	0.009	0.006	2.97	2.98	0.59
S20C (040)	0.09	0.01	0.41	0.008	0.005	-	-	-

括弧中的數字代表材料的尺寸

表6.2 機械性質

鋼種	PS [kgf/mm ²]	TS [kgf/mm ²]	E1 [%]	RA [%]	衝擊值 [kgf·m]	
					_v E 20°C	_a E 20°C
SCM440	59.4	80.7	21.0	-	2.7	-
SNCM630	91.0	103.0	22.0	61.4	-	10.3
S20C	>25*	>41*	>28*	H _v (10kgf) 203	-	-

*: 指定值 PS: 彈性極限應力, TS: 張力, E1: 延展, RA: 面積縮減

(a) 螺紋(牙)的影響類型

筆者研究了三角牙、梯形牙、正斜梯形牙與負斜梯形牙的影響。這些牙的外型已在圖6.2描繪出來。前述螺栓的牙的細節羅列在表6.3裡。雖然這些牙的外徑或牙底的半徑可能會有些微不同，但所有牙的牙底直徑都統一是φ25mm。

(b) 牙底半徑的影響

筆者選擇了0.30、0.50和0.70mm這三個牙底半徑。圖6.3與表3.6分別是牙外型的輪廓和細節。

(c) 螺栓和螺帽材料的影響

在幾乎所有的測試中，都使用了SCM440鋼材製的螺栓與螺帽。筆者也研究了強度較高的螺栓用材料(SNCM630)。此外，因為螺帽的強度通常高於螺栓，所以筆者也研究了以較低強度材質(S20C)製的螺帽。

(d) 預加應力的影響

如前面所提過的，這種測試方式相當有效，但在作業現場很少被採用。因此，以下做簡易的說明。在疲勞測試之前，拉伸應力會沿著軸的方向被靜態施加在一個含螺帽的螺栓上。筆者選用43與37 kgf/mm²的預加應力以分別施加於SNCM630製的螺栓螺帽結合體，以及SNCM630製螺栓與S20C製螺帽的結合體。所有的應力都是在牙底直徑(φ25 mm)的公稱應力。

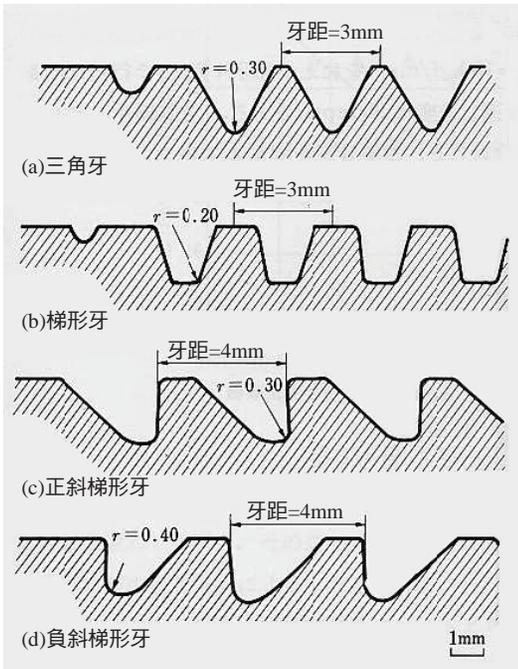


圖 6.2 各種牙型的輪廓

表 6.3 螺栓牙的細項 (見圖.6.2)

鋼種	牙種	螺紋牙型的細項
螺絲 SCM440 螺帽 SCM440	三角牙 ($\phi 25, r^*=0.30$)	螺帽 牙距=3.0 螺絲 60° 30° 30° 0.3 2.598 1.975 1.975 $\phi 25$
	梯形牙 ($\phi 25, r^*=0.20$)	螺帽 牙距=3.0 螺絲 30° 0.1 15° 15° 0.25 2 5.596 $\phi 25$ $\phi 27$
	正斜梯形牙 ($\phi 25, r^*=0.30$)	螺帽 牙距=4.0 螺絲 1.2 0.35 0.2 2 4.0 $\phi 25$ $\phi 27.4$
	負斜梯形牙 ($\phi 25, r^*=0.40$)	螺帽 牙距=4.0 螺絲 1.2 0.2 45° 0.3 2 4.0 $\phi 25$ $\phi 27.4$

*=測量值

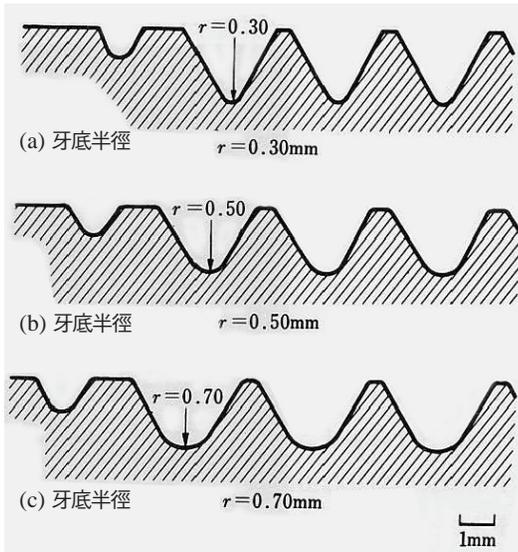
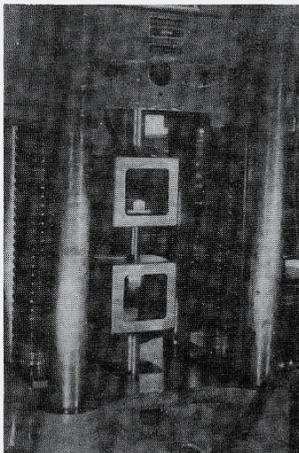


圖 6.3 不同牙底半徑的螺紋牙型

表 6.4 螺紋牙型的細項 (見圖. 6.3)

鋼種	牙種	螺紋牙型的細項
螺絲 SCM440 螺帽 SCM440	三角牙 ($\phi 25, r = 0.30$)	螺帽 牙距=3.0 螺絲 60° 30° 30° 0.3 2.598 1.974 1.974 $\phi 25$
	三角牙 ($\phi 25, r = 0.5$)	螺帽 牙距=3.25 螺絲 60° 30° 30° 0.15 2.815 1.8901 1.8901 $\phi 25$
	三角牙 ($\phi 25, r = 0.7$)	螺帽 牙距=3.5 螺絲 60° 30° 30° 0.15 3.031 1.907 1.907 $\phi 25$



測試用機械:電動伺服
控制式疲勞測試機
最大容量: $\pm 40\text{tf}$
應力種類: 部分脈
動式拉伸應力
平均應力: 維持
在 18kgf/mm^2
頻率: 每分鐘500循環

圖 6.4 螺栓的測試條件

所有的樣本都用來做部分脈動拉伸疲勞的測試, 平均應力為 σ_m 。該測試使用了伺服式疲勞測試機($\pm 40\text{tf}$)。頻率為每分鐘500循環, 得出了所有樣本的S-N曲線, 並在 2×10^6 個循環時比較了樣本的疲勞強度。圖6.4顯示螺栓的測試條件。



2.3 測試結果與討論

螺絲種類對疲勞特徵造成的影響如圖6.5所示。以最廣泛使用的三角牙來說，其疲勞強度在第 2×10^6 個循環時的疲勞強度為 6 kgf/mm^2 （以下都將該疲勞強度稱為疲勞極限，除非另有說明）。雖然較實際的方式是將第107個循環的疲勞強度稱為疲勞極限，但以疲勞測試機的頻率以及實際的用途來看，可以使用第 2×10^6 個循環的疲勞強度。由於樣本是透過車削來磨光，所以與第5集的表格5.1所秀出的數值相比， 6 kgf/mm^2 的疲勞強度已被認為相當合理。正斜梯形牙的疲勞極限幾乎等同於這個數值，但梯形牙和負斜梯形牙的疲勞強度和疲勞極限會稍微再高一點，這可能導因於牙底的應力鬆弛與集中。姑且不論梯形牙，要車工負斜梯形牙是有些難度的。目前這種牙因為車工的難度而缺乏廣泛的應用。不論如何，牙的類型改變了，但疲勞特性無法如預期般獲得改善。如果把可使用性納入考量，三角牙擁有了超乎我們想像之外的絕佳總體平衡。

圖6.6顯示牙底半徑的影響。在此測試中，牙底半徑 r 被侷限在 0.30 到 0.70 mm ，因此測試的結果不一定可套用到所有案例。然而單以圖6.6來看，牙底對疲勞強度的影響微乎其微，即使有觀察到某些變異。在所有案例中，疲勞極限都是 6 kgf/mm^2 ，但如果牙底的半徑增加，牙的剛性就會增加，且與內牙的局部接觸率會增加。一般認為這些影響會互相抵消，使得疲勞極限幾乎沒什麼改變。或許必須進一步測試，去大範圍改變牙底的半徑。不論如何，決定牙的外型前要先通盤考量所有涉及的因素。

圖6.7顯示螺栓材料的影響。該圖顯示將螺栓與螺帽的材料從SCM440換成SNCM630後的影響。

透過更換材料，拉伸強度增加了約25%，從 80 升到 100 kgf/mm^2 。在此情況下，兩個材料的疲勞極限的差異很小，但在循環數方面SNCM630的疲勞強度低了五分之一。眾所皆知，疲勞強度一般可透過增加材料的拉伸強度來改善。然而圖6.7所示的結果卻是相反。這種影響如下所述，圖6.7所示的影響要歸因於兩個因素。其一是測試的螺栓是一種有切口的樣本。在普通的疲勞現象中，一個平坦樣本的疲勞極限會傾向於隨著拉伸強度而增加。然而，即使拉伸強度會隨著切口半徑的減少而增加，這種這種拉伸強度的差距不會對疲勞極限有顯著的影響⁽⁹⁾。這是因為含切口的樣本的缺口靈敏度會隨著拉伸強度的增加而跟著增加，且該樣本的疲勞強度的降低量會多過平坦的樣本。

另一個因素是，力道在螺栓內是透過內外牙的彼此接觸來傳遞。如果拉伸強度增加了，雖然這種接觸方式在肉眼下看似會持續改變，但在顯微鏡下螺帽與螺栓往來會是單面式的接觸。換句話說，圖6.6所示的影響可部分歸因於局部的接觸。其中一例是即使拉伸強度增加了，螺栓的疲勞極限幾乎沒變；另一例是疲勞極限會隨著螺栓直徑的增加而顯著地降低⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾，這些例子都歸因於同樣的因素。由於螺栓與螺帽是分開產製，所以即使公稱的牙距一樣，嚴格來說螺帽與螺帽的牙距會有不同。此外，螺帽會在作業中接收張力，但螺帽則會遭受到擠壓。因此，在螺栓的牙與螺帽的牙之間施加的接觸力沒有鬆開，因為材料很難受壓彎曲所以導致局部的接觸。但如果材料的拉伸強度很低，材料容易受壓彎曲，而受壓的零件就會塑性變形，導致接觸面積增加。換句話說，如果材料的拉伸強度增加，對疲勞強度的影響可能會有反季果。

圖6.8顯示螺帽成分對疲勞特性的影響。比起SNCM630 (6 kgf/mm^2)，S20C (7 kgf/mm^2)的疲勞極限提升了17%。此外，在週期循環數方面，疲勞強度增加了約十倍。螺帽的牙底直徑把螺栓的大。螺栓在加載時就要承受拉伸力，螺帽則接收壓縮力且難以斷裂。因此若透過使用比螺栓更軟的材料來生產螺帽，可預期效果會很顯著。

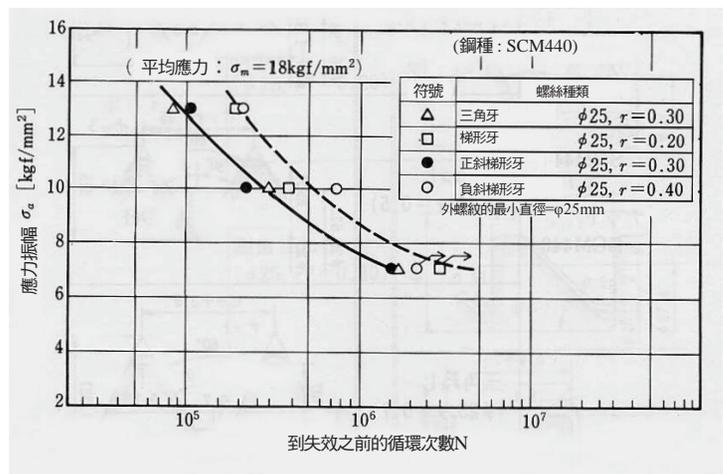


圖 6.5 螺絲種類對疲勞強度的影響

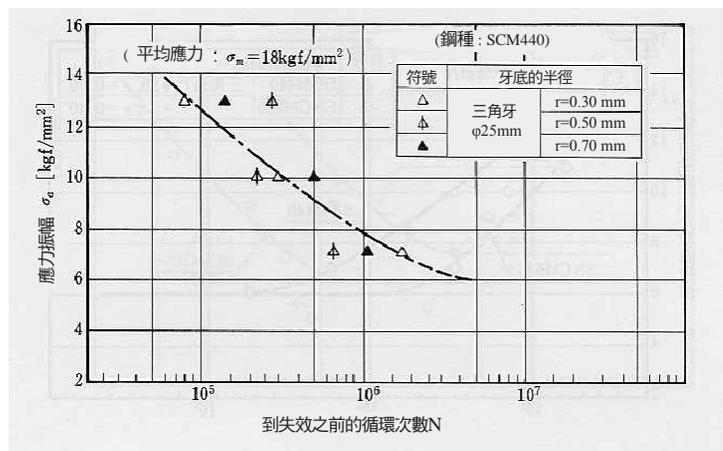


圖 6.6 牙底半徑對疲勞強度的影響

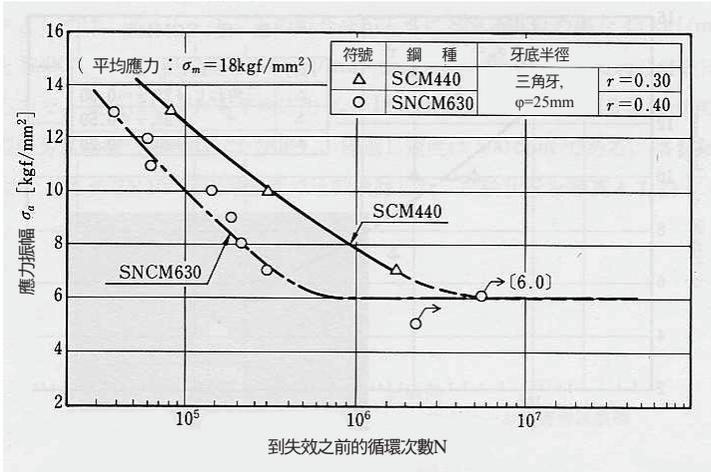


圖 6.7 機械性質對疲勞強度的影響

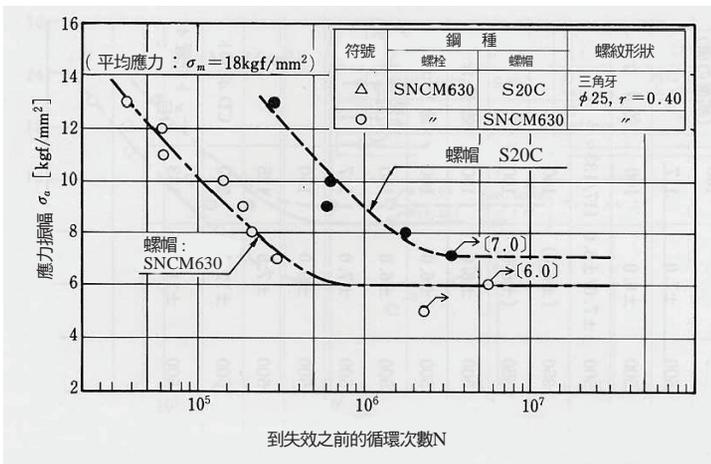


圖 6.8 螺帽機械性質對疲勞強度的影響

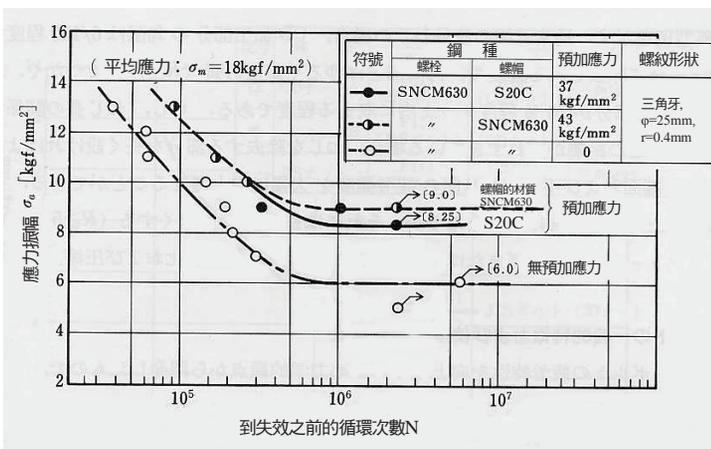


圖 6.9 預加應力疲勞強度的影響

我們常會說這很好或很難適配。力道透過兩個以上的零件(例如螺絲和螺帽的組合)傳遞時,如果力道被較大的面積接收,應力有可能會降低。一般來說,肉眼不可見的接觸面積是肉眼可見的接觸面積的不到10%。如果螺帽或螺絲或兩者都是軟材質,肉眼不可見的接觸應力就可以降低。由於擰緊的動作讓斷裂更容易發生在螺絲內,所以使用軟材質的螺帽可以取得比較好的結果。根據筆者的經驗,最好是讓螺絲的張力強度比率等同於螺帽,在1:0.4~0.8之間的範圍內。某些研究人員認為可使用彈性係數低於碳鋼的鑄鐵來大幅改善疲勞特性⁽¹⁰⁾。後面我會提到,使用鑄鐵的目的,是藉由為外力降低施加到螺絲的內應力,以均衡螺紋承受的荷載。

圖6.9預加應力對疲勞特性的影響。SNCM630製螺絲和S20C製螺帽合成的組合體被施加了37 kgf/mm²的預加應力。如果螺絲跟螺帽都是SNCM630製的話,那麼就施加43 kgf/mm²的預加應力。換句話說,對前者的組合體施加的預加應力會比後者的組合體低16%。疲勞強度的增加比例分別為38%與50%。這些增量歸因於幾項因素,包括透過冷加工提升螺絲的螺紋強度、產生的壓縮殘留應力、螺絲的螺紋均分的荷載、螺絲的螺紋與螺帽的螺紋彼此局部接觸的鬆弛。以圖6.8的S20C製螺帽來說,它比螺絲更容易彎折,因為與SNCM630製的螺帽相比之下,螺絲牙底的彎折不夠。

有幾個項目需要更深入研究,包括透過大範圍改變預加應力來決定疲勞強度的改善極限,以及在施加預加應力時選擇最好的螺帽材料。不論如何,透過預加應力,螺絲的疲勞極限成長了50%。Yunker指出,疲勞強度是透過在荷載高於屈服點的條件下讓疲勞強度增加⁽¹¹⁾。Maruyama解釋了為何在塑性範圍內擰緊可以改善疲勞強度⁽¹²⁾。雖然測試的方法和效果的細節不同,但這兩個領域的研究者立基的觀點一樣,筆者將在接下來的第7集總結測試的結果。

參考文獻：

- (1) - (5) S. Nishida, Failures of Fastening Screws and Their Preventive Methods (1st -4th report), (2018), Fastener World, pp.340, No.168, pp.336, No.169, pp.324, No.170, pp.287, No.170 and 5th report (2019), pp.292, No.174, Taiwan,
- (6) S. Nishida, Failure Analysis of Machine Parts & Equipment, (1993), pp.108 and 123, Nikkan Kogyo New Paper Co. Ltd. (in Japanese)
- (7) S. Nishida, Failure Analysis in Engineering Application, (1994), pp.94 and 104, Butterworth Heineman Co. Ltd. UK
- (8) S. Nishida, Failure Analysis of Machines and Structures, (1996), pp.108 and 123, (in Japanese), Kinkado, Saga
- (9) S. Nishida, C.Urashima and H. Tamasaki, A new Method for Fatigue Life Improvement of Screw, Fatigue Design Component, ESIS Publication 22, (1998), pp.215, Elsevier Science Ltd.
- (10) H. Ohtaki, Machine Design, Vol.25, No.4, (1981), pp.27, (in Japanese)
- (11) G. H. Yunker, Fastening and Joining, No.24, (1979), pp.12, (ibid)
- (12) K.Maruyama, Fastening and Joining, No.44, (1984), pp.1, (ibid).