

介紹蘇聯的先進機械技術

機械譯叢

1

1952

科學技術出版社

每兩月出刊一輯・暫不預定

機械譯叢

第一輯

本輯定價 8000 元

一九五二年一月一日出版

北京 00001—10000 冊

本譯叢文字
非經同意
不得轉載

北京市軍管會登記證新字第 268 號

編輯者：機械譯叢編委會

出版者：科學技術出版社

北京燈市口甲45號 電話 5—1751

總經售：三聯・中華・商務・開明・聯營

聯合組織

中國圖書發行公司

1951年12月發排(新華) 1951年12月付印(星光)

編者的話

‘機械譯叢’第一輯出版了。出版它的目的，是適應我國機械工程界熱烈學習蘇聯的要求。所以從蘇聯的期刊和圖書中，選譯對我國目前有用的文章，彙集成冊。暫定每兩月出一輯。

這一輯刊出了八篇文章，簡單介紹如下：

‘延長機器的使用年限’是‘機械製造通報’1950年7月號刊出的社論。本文指出了延長機器使用年限的重要性和應該努力的方向，是增產節約運動中值得注意的問題。

‘螺牙結合強度的研究’——作者根據研究所得，指出螺牙結合的破壞原因，並指出設計螺牙結合的要點，是一篇很好的參考材料。

‘高速切削的理論’——作者格魯多夫是蘇聯研究高速切削問題的權威。這篇文章是他在列寧格勒‘工程技術者之家’中做的報告，是目前在高速切削方面研究較深入、材料較豐富的一篇文章。

‘斷屑問題的研究報告’——蘇聯國立設計學院科學研究所在高速切削的切屑處理上，做了兩千多次實驗，結果指出了現有處理切屑方法的優缺點和使用範圍，並指出設計新斷屑方法的方向；本文就是實驗結果的報告。

‘加氧送風的化鐵操作’——加氧送風能够增高化鐵爐鐵水的溫度、減少廢品、並為鑄造球墨鑄鐵造成有利條件，因此極值重視。本文提供了一些研究資料，可供參考。

在球墨鑄鐵方面，選譯‘鑄造球墨鑄鐵零件的經驗’一篇，介紹蘇聯某廠的鑄造經驗。

另外，‘採用郭瓦廖夫方法的經驗’具體介紹了實施郭瓦廖夫方法的經驗，並在實例中，介紹了許多先進的操作方法，‘論火焰表面淬火’指出火焰表面淬火在現有淬火方法中的優越性，都是值得一讀的文章。

‘機械譯叢’編委會 1951年12月



目 次

延長機器的使用年限	1
‘機械製造通報’社論	
克 新譯	
螺牙接合強度的研究	3
工學碩士 雅庫雪夫著	
徐舜壽譯	
高速切削的理論	14
全蘇切削研究所所長 格魯多夫著	
謝 研譯	
斷屑問題的研究報告	46
烏立夫等著	
符其珣譯	
加氧送風的化鐵操作	75
斯大林獎金榮譽者 列威著	
謝 研譯	
鑄造球墨鑄鐵零件的經驗	87
郭斯捷夫、烏薩科夫合著	
洛 侯譯	
論火焰表面淬火	93
郭特里波著	
孔 希、李云伍合譯	
奧爾忠尼基捷機床製造廠採用郭瓦廖夫方法的經驗	103
加爾波夫著	
周士炎譯	

延長機器的使用年限

‘機械製造通報’社論 克 新譯

蘇聯是偉大的工業強國，它在社會主義工業化的年月裏所達到的成就，是不可以數計的。在這些成就裏面，機器製造業的成就和所起的作用，特別巨大。國民經濟各個部門所生產出來的機器，在種類和數量上，都一年多似一年，機械化的技術基礎，無論在農村中，在建設與運輸上，在採礦工業以及其他方面，也都不停地在擴大着。

在社會主義計劃經濟裏面，合理地運用設備是社會主義生產組織的法則，而資本主義却剛剛相反，它的生產機構却正在日益深入的恐慌條件下，停留在長期而不斷增長着的負荷不足中。在蘇聯，隨着企業上機器數量的迅速增加，隨着機器使用水平的提高，怎樣和機器的先期損壞作鬥爭，怎樣和機器部件和個別零件的先期損壞作鬥爭，怎樣在提高機器使用年限上作鬥爭這一連串問題，就應特別加以注意。

只要指出，在機器數量遠比今天為少的1939年中，單是用於修理汽車、拖拉機軸承的費用，就已達以千萬盧布為計算單位的數目了，而一台中等車床，在使用一年之後，修理上所付出的勞動力，也常超出流水作業法製造一台同類車床所用的勞動力。

延長機器的使用壽命、延長兩次修理之間的時間以及減小修理的範圍，是工業、農業、運輸業在經濟上和提高基本資財使用率上的重要方法，這樣會減少修理費用，為其他工作解放出成千的熟練工人和部分生產能力，提高設備的利用率，節省材料的浪費。例如，單就延長犁頭的使用年限來說，每年就可節省下成萬噸的金屬；僅只是莫斯科一地的設備，如果把它們兩次修理間的時間延長一個月，效果就等於新添了數千單位的設備和節省了成億盧布的修理費用。

細心的維護和愛惜的使用機器，可以延長它的使用年限。在適當的維護之下，即使最易磨損的零件（例如導軌、齒輪、軸承）也能工作多年而不需要換用新品。莫斯科磨床工廠的車工庫拉金同志是採用高速切削法工作的，他在三年又三箇月中完成了十五年的工作定額，而車床沒有經過大修，並且還聲明他的車床可以不需修理再做出十年的定額。布達尼機器製造廠的佛洛減也夫同志，七年來一向使用‘紅色無產者’廠出品的車床工作，他的車床沒有修理過一次，但却經常超額生產；而且產品優良。在社會主義的愛護車床運動中，烏拉爾汽車製造廠的女車工娜扎洛娃同志達到極高的成就，她首創了先進的維護機床方法，因此榮獲了斯大林獎金。機械士布拉克夫同志在延長輪船發動機的使用期限上，獲得極好成績。司機加里諾夫同志駕駛 ЯАЗ^① 汽車完成了2,000,000公里路程而沒有修

① 牙洛斯拉夫斯克汽車製造廠所造的汽車的牌號。——譯者

過一次。這些先進工作者的數目，在蘇聯正在日益增加，對於他們的先進經驗，設計師們應多多加以注意——設計時首先應當注意使機器具備最大的可靠性，簡化機器的維護，簡化使用時的照料方法等。

蘇聯近年來在科學技術上的進步，大大地擴展了延長機器使用年限的可能性：研究機器結構中應力的最新方法、零件製造上的全新技术、新的材料、——這一切，在許多情形下能使機器在延長使用期限上達到極大效果。各種專用的熱處理與熱化學的加工方法，各種耐磨覆物法以及各種各樣提高零件疲勞強度的方法，使零件的工作年限有了提高數倍的可能性。例如，經噴砂法加強的彈簧表面，使用期限可以提高5~6倍，而噴過砂的螺旋彈簧則可延長使用期限到20倍以上。工件經過加銘處理，可以使使用年限提高5~10倍，滲氮法則可使零件的使用年限增加2~5倍。採用新的方法，可以提高機器的使用年限，在許多情形下，還能提高零件的單位負荷和零件的受力能力，因此也就能够提高機器的效率，而不用增加它的重量和價格。各種業經試驗證明的、提高機器零件使用年限的方法，必須大量推廣，並在這個方向上繼續做深入的研究。

當前首要任務之一，是製定對於機器使用年限的技術要求。機器的使用年限，大部份決定於使用情況和維護情況，因此，機器製造者應當參加所產的機器的使用說明書的編訂工作。他們應該細心研究能使機器工作到最大期限的優秀工人、修理工人、工長、工程師的工作方法，同時還必須有系統地選擇並研究有關機器零件使用期限和使用時破壞種類與原因的各種資料。

對於延長機器使用年限的課題，機器製造者和使用者同樣應該加以注意。必須為工人、工長和工程師們印行大量書籍，印行有關機器使用年限與延長兩次修理間的時間問題的科學著作；各工業大學和技術學校的課程中，也應對機器使用年限這一問題加以更多的重視。

必須有系統地交流延長機器使用年限的科學與實際方面的經驗，並支持、推廣類似全蘇科學院定期召開的、關於機器摩擦與磨損的會議，或機械製造科學技術研究協會莫斯科分會在1949年底召開的、關於先進修理方法與提高設備使用年限方法會議的實貴開端。

機器製造者在提高所產機器使用年限方面的經常的而有系統的工作，和機器使用技術與維護技術水平的不斷提高，將可為國民經濟提供巨大經濟效果，加速蘇聯機器製造今後的進步。

譯自‘機械製造通報’（Вестник машиностроения）1950年7月號

☆ ☆ ☆ ☆ ☆

螺牙接合強度的研究

工學碩士 A. И. 雅庫雪夫著 徐舜壽譯 王立名 吳大觀校訂

對於一定材料和一定製造技術的螺牙接合，其強度依下列諸因素而變化：螺牙的形狀和尺寸、螺栓和螺帽的構造與螺牙接合的長度。

螺栓的構造 在螺栓桿和螺栓頭連接的地方，因為截面形狀的突變，所以在承受外力時，會發生強烈的應力集中現象。

這種應力集中現象的危害性，又因螺栓桿和螺栓頭所受應變方式的不同而增強，因為螺栓桿總是受張力的，而螺栓頭則同時承受壓力和彎力。

表 1

把螺栓桿和螺栓頭連接處的截面積予以改變，可以減輕螺栓頭上的應力集中現象。

根據謝聯先(С. В. Соренсен)對於直徑40公厘的合金鋼銷的試驗，假如大直徑D和小直徑d的比例為1.4，則在承受彎曲負荷而又轉動時，它的應力集中的理論值和實際值與沉割的形狀和尺寸的關係如表1。

沉割的形狀和尺寸	應力集中係數	
	理論值	實際值
沉割的半徑		
$\frac{r}{d} = 0.028 \dots \dots \dots$	—	3.2
$\frac{r}{d} = 0.055 \dots \dots \dots$	2.30	2.0
$\frac{r}{d} = 0.110 \dots \dots \dots$	1.66	1.6
沉割而又挖空， $\frac{r}{d} = 0.1$ (形狀如圖1d，但挖空半徑為r)	—	1.4

在桿的截面有變化的地方，應力集中的情況依截面變化的形狀而異，見圖1。

用二因次模型^①所作彈性體照相的試驗結果，僅可指出應力集中現象的大約情況。

假若桿身和桿頭的連接半徑r太小，同時桿頭的高度h也小，則在承受靜力負荷時，尤其是在承受週變負荷時，螺牙接合的最弱的地方並不在螺牙上，而是在螺栓頭上，而這是不容許有的現象。

一定要把螺栓頭的高度和上述的連接半徑r做成這樣的情況，使螺栓頭的強度超過螺牙有螺牙部份的強度。

必須指出，為了使螺栓不在頭上破壞而在螺栓桿上破壞起見，在承受靜力負荷時所需的連接半徑，可以比在承受週變負荷時所需的連接半徑小得多，這點可以在表2中觀察出來。

① 即平板模型。



圖1 螺栓頭上的等色線和應力集中曲線

a-螺栓頭直徑 76 公厘，螺栓桿與螺栓頭的連接半徑 5 公厘；
 b-螺栓頭直徑 50 公厘，15° 錐形； c-螺栓頭直徑 50 公厘，30° 錐形； d-螺栓頭直徑 50 公厘，但在連接處有拋物線形的挖空。

表 2

試件型別和尺寸	試件頭部尺寸		負荷方式	破壞方式	所試螺栓數量
	h	r			
圓桿，直徑 4.7 公厘	5~6	0.5	靜力	在桿上	8
			週變	在頭上	16
6 × 1 螺牙	5~6	0.8~1.0	靜力	在桿上	12
			週變	在桿上	28
圓桿，直徑 8.6 公厘	8	1.0	靜力	在桿上	3
			週變	在頭上	6
圓桿，直徑 12 公厘	9	0.9~1.0	靜力	在桿上	107
			週變	在頭上	13
12 × 1.5 螺牙	9	1.0	靜力	在桿上	17
			週變	在在桿頭上	19 2 (21 件中)
12 × 1.5 及 12 × 1.0 螺牙	9	1.5	靜力	在桿上	98
			週變	在在桿頭上	216 4 (220 件中)

24×1.5 及 24×3 螺牙	12	2~2.2	靜 力 在 頭 上	4
			週 變 在 頭 上	6
24×1.5 及 24×3 螺牙	16~17	2.5	靜 力 在 桿 上	27
			週 變 在 在 桿 上 在 在 頭 上	57 6 (63 件 中)
*在這個試件和其他各個試件中,都是變化的張力				

由於螺栓頭太短或連接半徑太小而發生的破壞情況見圖 2。在一張圖上,上方第一個螺栓是在受靜力負荷時,由於螺栓頭太短而遭受破壞的(螺栓頭受剪力而斷掉);第二個螺栓是在受週變負荷時,由於連接半徑太小(在應力集中過度的地方發生疲勞裂痕,進而影響到中央部份)和螺帽太短(螺栓頭其餘部份的靜力剪斷)而遭受破壞的。第三個和第四個螺栓是在受週變負荷時,由於螺栓桿和螺栓頭的連接半徑太小而遭受破壞的。

根據我們所做試驗研究的結論,對於承受週變負荷的螺栓,我們推薦下列數值:螺栓頭高度 $h=(0.60\sim0.65) d_0$ ①,其容差為 B_5 ②;螺栓桿和螺栓頭的連接半徑 $r=(0.1\sim0.125) d_0$,其容差亦為 B_5 。



圖 2 螺栓因螺栓頭太短或因螺栓桿和螺栓頭的連接半徑太小而遭受破壞的情況

在這兩類試驗中,試件的尺寸(指螺栓頭的高度與螺栓桿和螺栓頭的連接半徑)、材料、熱處理和試驗的情況都是一樣的。試驗用諧振試驗機進行,週變應力的平均應力為 $\sigma_{cp}=25$ 公斤/公厘²。在第一類試驗中,應力變化為 $\sigma_a=\pm 13$ 公斤/公厘²,在第二類中 $\sigma_a=\pm 7$ 公斤/公厘²。

試驗的結果證實:假如使用上面推薦的螺栓頭高度 h 和連接半徑 r ,則螺栓在承受靜力負荷和週變負荷時,都不致於在螺栓桿和螺栓頭連接的地方發生破壞。這個結論是用 248 個螺栓承受靜力負荷和用 665 個螺栓承受週變負荷做試驗得出來的,受試驗的有螺牙的螺栓共有五種尺碼。

ОСТ 3522, 3523 和 3524, ОСТ 20035-38 及 ГОСТ 1759-42 等螺栓標準不合於這項要求。這些標準中,直徑自 5 公厘至 48 公厘的螺栓,其連接半徑與螺栓直徑之比

- ① d_0 為螺栓上螺牙的外徑。
- ② 基軸制五級精確度。——譯者
- ③ 蘇聯通用標準。——譯者
- ④ 蘇聯國家標準。——譯者

在 0.016 ~ 0.050 範圍之間，而這是不够大的。

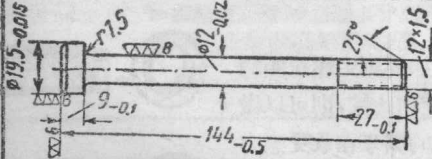
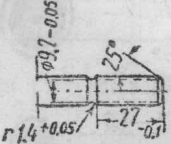
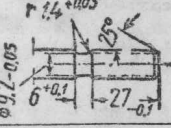
假如標準螺栓能够達到上述要求，則它們就也能用來承受週變負荷。這可使材料的消耗大為減省（大量生產的螺栓比特別生產的螺栓要便宜； r 加大可以使控制工具的壽命增長）。

改善從直桿轉變到有螺牙處的轉變形狀，也可以增強螺栓的強度。爲了研究這種轉變形狀對於螺栓強度的影響，我們（指作者）也做了試驗研究，其結果見表 3。試驗用的螺栓是用同一次冶煉所得的 40 XHMA 鋼做成的。

螺牙用軋床製成。螺栓在軋牙以後加以熱處理，使其硬度爲 $R_c = 32 \sim 35$ 。螺牙的尺寸在規定的容差範圍之內。一共用了 39 個螺栓做試驗，其中 21 個承受週變負荷，另外 18 個承受靜力負荷。

試驗的結果見表 3。

表 3

由直桿轉變到螺牙的轉變形狀	試 驗 結 果		
	在受靜力負荷時		在受動力負荷時
	破壞負荷 P_b 公斤		在平均負荷 $\sigma_{cp} = 25$ 時的應力週率值 σ_{cp} 公斤/公厘 ²
	11700	153.7*	± 5.5
	11300	170.1**	± 7.0
	10500	155.8**	± 7.5
*面積依照螺牙內徑計算 **面積依照沉割處直徑計算			

由表 3 可以看出：當螺栓承受靜力負荷時，沒有沉割的螺栓的破壞負荷大（由於截面面積大），而有 0.5 d_0 寬的沉割的螺栓，破壞負荷小。

相反，若螺栓承受週變負荷，則有大的沉割的螺栓，其耐疲勞強度比沒有沉割的螺栓大（其比例爲 1.36）。

這樣的結果可解釋如下：

- ① 40XHMA 爲憂級鉻鎳鉬鋼，含碳量千分之四。——譯者
 ② 洛氏硬度 c 級。——譯者

有沉割的試件在受軸向負荷時，在各方向上產生不均勻的張力，其主應力的關係為 $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 > 0$ 。在彈性應變的範圍內，這種用有受範性材料製成的試件，像烏日克(Г.В. Ужик)所指出的一樣，會產生軸向應力的顯著增加，而此種增加則在接近滯性應變的範圍時會停止或降低。當所用試件材料的抗破壞強度 R_σ 及 $\frac{R_\sigma}{\sigma_s}$ (σ_s 為屈服點應力)的比例愈大時，則上述的這種應力增加亦愈大。因此，這種試件比沒有沉割的試件，破壞要發生在較高的軸向應力上。當下列條件適合時，破壞即開始發生：

$$\begin{aligned}\sigma_1 - \sigma_3 &< \sigma_s; \\ \sigma_1 &= R_\sigma.\end{aligned}$$

像表 3 最下面的一個試件，沉割的形狀比較光滑，使應力情況的‘立體性’^①減少，因此使試件破壞的軸向應力也就變低。

這點可由下列的現象來證明，即沉割大的螺栓，其橫斷面縮率 ψ 比沒有沉割或僅有圓弧形沉割的螺栓的縮率大得多。例如在沒有沉割的螺栓上， $\psi = 7.9\%$ ；在有圓弧形沉割的螺栓上， $\psi = 7.1\%$ ；而在沉割大的螺栓上 $\psi = 22.2\%$ 。在上述各種情況中， ψ 都是以三次試驗的平均值為標準。

阻止滯性應變發生的尺度，可用有螺牙試件的橫斷面縮率與無螺牙試件的縮率的比 $\frac{\psi_1}{\psi_0}$ 來表示。

這個比在沒有沉割的螺栓上為 $\frac{7.9}{51.1} = 0.155$ ；在有圓弧形沉割的螺栓上為 $\frac{7.1}{51.1} = 0.139$ ；而在沉割大的螺栓上為 $\frac{22.2}{51.1} = 0.434$ 。

在承受週變負荷時，沉割愈為平滑，則其耐疲勞的強度也愈大。在這種情況下，光圓桿與螺牙之間的沉割是減少應力的。

沉割因為它的形狀比螺牙平滑，所以可以分散應力線，使應力不致顯著集中，同時可降低受着負荷的第一圈螺牙根部所生成的最大應力值。此外，沉割可以增強螺栓的彈性，因而在承受不對稱的週變負荷時，減低了應力的變化，而當螺栓接合件的剛性愈大時，其作用也愈顯著。

根據別里業夫(С. Е. Беляев)對受撓曲的螺栓的抗張強度試驗，有半圓形沉割的螺栓受撓曲的影響最小。受撓曲的螺栓在靜力破壞時，若螺栓有沉割，則其最大強度可以增加 15~17%；而在承受撞擊時，這樣的螺栓要比沒有沉割的螺栓多需要 40% 的破壞能量。

在標準螺栓上，由直桿轉變到螺栓的轉變形狀是不合於最大強度的要求的。在若干情形下，這種轉變形狀根本沒有規定。

ОСТ НКТП^② 1714-39 中規定退刀角(即不完全螺栓的退削角) α 在粗牙螺栓中大，在細牙螺栓中小，這是不正確的。在這兩種螺栓中， α 應該都是 15° 。

用退刀角作為由直桿轉化到螺牙的轉變形狀，僅僅適用於以低碳鋼製的、不需要熱處

① 即各方向有應力的性質。——譯者

② 全蘇重工業部標準。——譯者

理的不重要的螺栓。

承受變化負荷的螺栓，它由直桿轉化到螺牙的基本轉變形狀最好用圖3中所推薦的方式，因為有這種沉割方式的螺栓，具有最大的耐疲勞強度，而且受撓曲的影響最小（已由五種螺牙製成的912個螺栓的試驗所證實）。

用於鉸孔處的螺栓，其桿徑根據標準規定，應比螺牙直徑 d_0 大1~2公厘。實際上這個直徑不應比螺牙直徑 d_0 大。更好的是把桿徑做成和螺牙內徑一樣大；而在必要時可製成有引導的凸緣。

螺栓標準如能根據以上所述加以更改，那末大量生產的螺栓，用途就會更為廣泛；為此，Гост 1759-42的第1章第1節必須再加一段，使可根據定貨者的要求來製造40XHMA、38XA、30XГСА及其他受熱處理的合金鋼螺栓。

對於承受有變化負荷的螺栓，也應立即訂出新的標準。

螺帽的構造 遠在1902年，俄羅斯學者茹柯夫斯基(Н. Е. Жуковский)已經發表了關於螺牙接合間力量不均勻分佈的問題的解答。一直到二十九年以後的‘查克愛(Жакэ)和三十一年以後的馬杜施卡(Мадущка)’才又重覆了茹柯夫斯基的基本解答。

這個問題的解答和以後關於螺牙接合的研究，使我們可以得到若干實際的結論，特別是關於改善螺帽構造問題的結論。在蘇聯的工業中，像圖4中b、c、d和圖5中b與d那樣的螺帽，應用頗為廣泛。

改善螺帽構造的目的，是爲了使螺帽與螺栓得到同一型式的形變，使各圈螺牙中的力量得以平均分配。

用改良形狀的螺帽，可使螺牙結合的耐疲勞強度增加，其情況見表4。這種螺帽是用含碳0.06%和錳0.51%的鋼製成，其機械性能爲： σ_b (最大強度)=48公厘²/公厘²， σ_s (屈服點應力)=29公厘²/公厘²， δ_5 (延伸率)=31%。螺牙爲3/4吋惠特華斯標準。螺帽高度等於0.8 d_0 。試驗用脈動的變化張力進行。

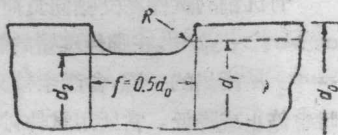


圖3 螺栓由直桿轉化到螺牙處的推薦轉變形狀：

$$d_2 = d_0 - (d_0 - d_1 + 49\% d_1) \\ = 0.96 d_1; R = \frac{d_0 - d_2}{2}$$

表4

螺 帽 構 造	在平均應力 $\sigma_{cp} = 20$ 公厘 ² /公厘 ² 時， 應力週變的幅度 σ_a	
	以 公厘 ² /公厘 ² 計	以 % 計
標準螺帽	4	100
標準螺帽，但用 0.3 d_0 寬的環形沉割	4.4	110
標準螺帽，但用 0.4 d_0 寬的環形沉割	5.2	130
標準螺帽，但用 0.5 d_0 寬的環形沉割	5.2	130
標準螺帽，但螺牙鑽成錐形	4.8	120
標準螺帽，在螺牙中用麻線墊料	4.85	121
螺帽接合	7.75	195

螺樁接合(圖4d)的耐疲勞強度最大,這是因為螺栓和螺帽同時承受抗張應變,因此各圈螺牙間的力量分佈最為均勻。用標準螺帽的螺牙接合,其耐疲勞強度最小。

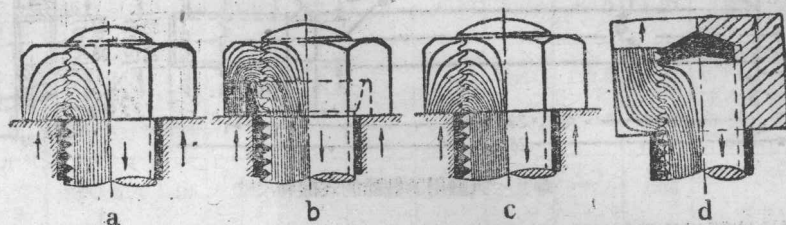


圖4 力線的方向與螺帽形狀的關係: a-標準螺帽; b-有環形沉割的螺帽; c-螺牙鑲成錐形的螺帽; d-螺樁的螺牙接合。

圖4表示的各種螺帽各圈螺牙上的力線分佈情況,已能說明為什麼螺牙接合的抗疲勞強度會有不同。

這種現象的另一原因可用應力集中係數 α_k (圖5)來解釋。這圖是以惠特華斯螺牙的模型用彈性體照相方法得到的,並以各圈螺牙中的最大應力與全部螺栓桿的平均應力的比例來表示。

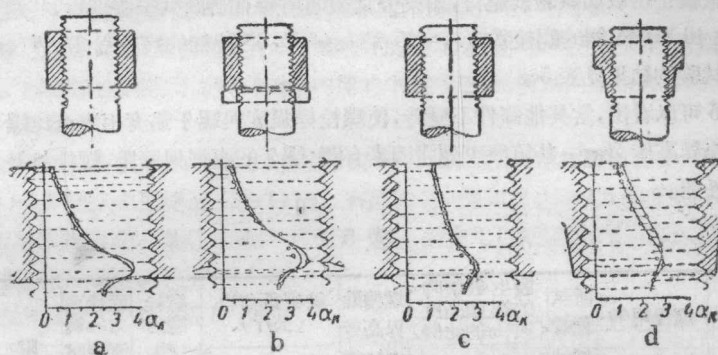


圖5 螺牙各圈受力分佈與螺帽形狀的關係: a-標準螺帽, $\alpha_{kmax} = 3.85$; b-螺帽帶球面墊圈, $\alpha_{kmax} = 3.80$; c-螺帽的螺牙鑲成錐形, $\alpha_{kmax} = 3.10$; d-帶縮肩的螺帽, $\alpha_{kmax} = 3.0$ 。

在蘇聯的工業中,為了增強螺牙接合的耐疲勞強度起見,廣泛使用彈性係數較低的材料(生鐵、矽鋁明、青銅)來製造螺帽(或擰入螺樁的機件)。在這種情形下,由於各圈螺牙上力量分佈較為均勻,所以耐疲勞強度得以增加。

為了補充必需的實用資料,以便了解螺牙接合耐疲勞強度與螺牙材料、螺牙接合長度(螺帽高度)、直徑、螺牙節距等因素的關係,我們(指作者)作了一些試驗,來測定上述諸因素對螺牙接合在恆定負荷與變化負荷時的影響。

試驗用圖6中所示的典型螺樁試件進行。

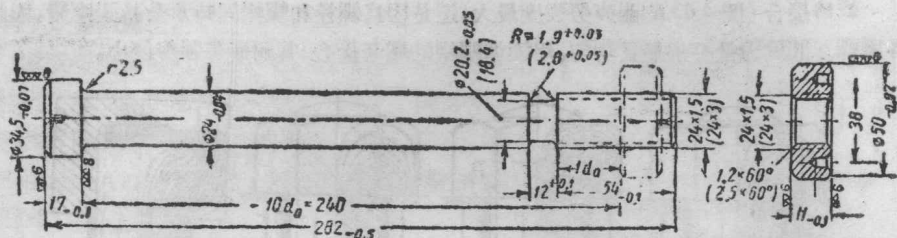


圖 6 試驗用的螺栓的式樣和尺寸

螺栓的螺牙是磨製的，牙底帶有 $0.108 S$ 的圓弧，螺栓的尺寸在一級精確度的容差範圍之內。螺帽和螺牙的尺寸控制得很精確。每個螺栓螺牙的磨製精度都是一樣。

螺帽的螺牙是標準型式的，是先用機器螺攻、最後用人工螺攻製成。螺帽的螺牙用量規檢驗過。

螺栓是用兩種鋼料製成，即 40XHMA 和 45 號鋼^①。螺栓用同一次特殊冶鍊的鋼棒作為毛料做成。在製造螺牙之先，40XHMA 鋼的螺栓受熱處理到 $32 \sim 35 R_c$ ^②，而 45 號鋼的螺栓則正火至 $90 \sim 95 R_B$ 。螺帽是以 45 號鋼經過同樣的正火製成。

靜力試驗是用破壞試驗機進行，耐疲勞試驗則用憲克諧振試驗機進行，其週變應力的平均值，在 40XHMA 鋼的螺栓為 $\sigma_{CP} = 25$ 公斤/公厘²，在 45 號鋼的螺栓為 15 公斤/公厘²。

靜力試驗的結果見表 5。

由表 5 可以看出，當其他條件不變時，使螺栓桿強度與螺牙強度相等或比螺牙強度較小的螺帽臨界高度 H_{KP} ，其值與下列諸因素有關：螺牙的直徑與節距、螺栓材料與螺帽材料的機械性能。

表 5

螺 牙 尺 寸	螺栓用的 鋼*	所試 驗螺 帽的 數量	發生破壞時的 螺帽高度 (與 d_0 的比例)		螺帽臨 界高度 中的螺 紋圈數	破壞負荷 P_b (公斤)		螺栓 應力 σ_b 公斤/ 公厘 ²	螺栓應 力 σ_b 與 直桿試 件 σ_b 的 比例	附 註
			螺牙 剪斷	螺栓桿 破壞		螺牙 剪斷	螺栓桿 破壞			
6 × 1	40XHMA	11	0.6	0.8	3	2013	2120	152.1	1.20	—
	45	12	0.5	0.6	2	1383	1207	85.8	1.19	
12 × 1	40XHMA	9	0.8	1.0	10	8833	10267	130.7	1.03	—
	45	6	0.6	0.8	8	5527	6450	80.2	1.11	

① 含碳量 0.45% 的碳鋼。

② 洛氏硬度 c 級。

12×1.5	40XHMA	13	0.6	0.8	5	7716	9250	133.3	1.05	螺帽為 0.6 d ₀ 時有三次螺牙剪斷一次螺栓桿破壞
	45	16	0.6	0.7	5	4842	5913	86.0	1.19	
24×1.5	40XHMA	8	0.8	1.0	14	41000	39990	125.5	0.99	螺帽高度為 0.6 d ₀ 時有兩次螺牙剪斷一次螺牙剪斷
	45	10	0.6	0.8	12	24800	25300	80.3	1.11	
24×3	40XHMA	10	0.5	0.6	4	28567	32350	127.0	1.00	—
	45	12	0.4	0.5	3	17150	21400	82.2	1.14	

* 螺帽用正火的45號鋼製成

** P_b在剪斷時增大的原因為：在沉割處破壞的螺栓（這是螺栓的缺點），其直徑較螺牙剪斷的螺栓直徑為大。

假若螺帽的材料相同，則螺栓材料愈強時，螺帽臨界高度 H_{KP} 也愈大；假若螺栓的材料相同，則螺帽材料愈強時，螺帽臨界高度 H_{KP} 愈小；若螺牙外徑相同，則節距愈小時，螺帽 H_{KP} 愈大；若螺牙節距相同，則增大直徑時，也使螺帽 H_{KP} 增加。

在螺栓直徑相同時，若節距變小，則螺帽的臨界高度增大，其主要原因是螺栓截面面積的加大。因為螺栓的截面面積與螺牙內徑的平方成正比，所以內徑加大一點，就要使截面面積加大得很多。

在高度等於臨界高度的螺帽中，若螺牙為 6×1，則螺帽內螺紋圈數為 2~3；這個螺紋圈數在 24×1.5 螺牙中則變至 12~14 圈。有趣的是，例如在 24×1.5 螺牙的 40XHMA 鋼螺帽中，若用 12 圈螺紋的螺帽，則螺牙要受到剪斷，而在用 14 圈螺紋的螺帽時，則螺栓桿受到破壞。這個情況說明螺牙的頂上幾圈也是承受應力的，不能不算及它們，特別是在接近破壞應力的時候。

對於配有臨界高度螺帽的螺栓，在承受靜力負荷時，破壞發生在直桿轉變到螺牙的地方（在我們的試驗中，所有的螺栓都是這樣破壞的）。因此這個轉變處的截面面積是決定螺栓的靜力強度的。假若螺帽的高度再行增加，這個靜力強度並不增加。

疲勞試驗的結果見表 6 和圖 7。在疲勞試驗時螺牙接合的破壞情況見圖 8。

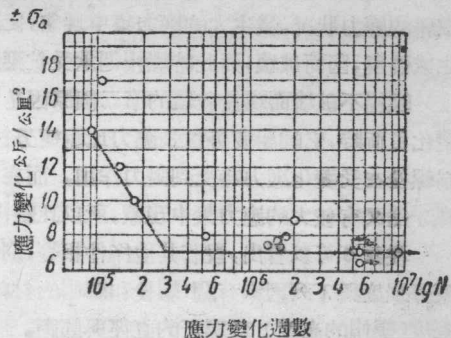


圖 7 40XHMA 鋼螺栓的典型耐疲勞曲線。螺帽為 45 號鋼，高 = 0.8 d₀，負荷為非對稱的變化應力，平均應力 $\sigma_{cp} = 25$ 公斤/公厘²

表 6

		40XHMA 鋼螺栓, 週變應力平均值 $\sigma_{cp}=25$ 公斤/公厘 ²							45號鋼螺栓, 週變應力平均值 $\sigma_{cp}=15$ 公斤/公厘 ²					
螺牙尺寸	在某種螺帽*高度時, 週變應力的最大變化值 $\pm\sigma_a$, 公斤/公厘 ²													
	0.4d ₀	0.5d ₀	0.6d ₀	0.8d ₀	1.0d ₀	1.2d ₀	1.5d ₀	2.0d ₀	0.4d ₀	0.6d ₀	0.8d ₀	1.0d ₀	2.0d ₀	
6×1	—	—	9.5	12.0	13.0	—	13.0	15.0	—	6.0	8.0	8.0	12.5	
12×1	—	—	8.0	8.5	8.5	9.0	—	—	—	6.0	6.5	6.5	—	
12×1.5	5.0	6.0	6.5	7.0	8.5	9.5	8.5	8.5	5.0	5.0	6.0	6.5	8.0	
24×1.5	—	—	4.5	5.5	6.5	—	—	—	—	4.0	4.5	6.5	—	
24×3	—	—	5.5	6.0	6.0	—	—	—	—	—	—	—	—	

* 螺帽用正火的 45 號鋼製成。

受週變應力因疲勞而破壞的螺牙接合, 總在螺栓受力螺牙的第一圈或第一二圈處破壞。

至於螺帽, 即使它僅有兩圈螺牙, 而且高度僅 $0.4 d_0$, 也沒有破壞, 而且比螺栓桿堅固。已經證實: 螺帽若能承受相當於週變應力中最大應力 $\sigma_{\max} = \sigma_{cp} + \sigma_a$ 那樣大的靜力負荷, 那末它在疲勞負荷中也是堅固的螺帽。

即使採用很矮的螺帽, 破壞也仍發生在螺栓上, 卻不在螺帽本身, 其基本原因之一是螺牙結合中應力的分佈性質。螺栓在第一圈螺牙接合處承受最大的拉力。這種情況, 像沉割一樣(螺牙凹部相當於沉割), 使螺栓的螺牙根處承受很複雜的應力狀況, 發生大的應力集中現象, 使該處因疲勞而生成裂痕, 因而破壞; 而此時螺帽則承受抗壓應力。

螺帽不破壞而螺栓破壞的第二個原因是, 材料在承受變化負荷時, 它的耐疲勞抗張應力比耐疲勞抗壓應力小。因為螺栓在受變化應力時受到張力作用, 而在其外部第一圈螺牙處又有較大的應力集中現象, 所以比螺帽破壞得早。

從表 6 可以看出, 假若其他條件相等, 則螺牙接合的耐疲勞強度與下列因素有關: 螺栓和螺帽的材料, 螺牙接合的長度(螺帽的高度)和螺牙的直徑與節距。

材料的影響 高度為 $0.8 d_0$ 的螺帽與 40XHMA 鋼製成的螺栓, 其所能承受的最大應力週變值, 比用 45 號鋼螺栓所能承受的大 16~50%。

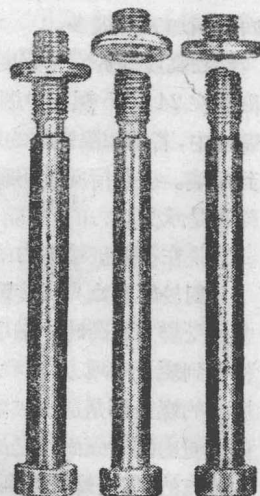


圖 8 12×1.5 螺牙的螺栓和高 $0.4 d_0$ 的螺帽的破壞情形。沒有破壞的螺栓承受了指定的應力變化週數

已經證明，當螺牙直徑加大時，螺栓材料對於最大應力週變值的影響就大為減少，而當直徑大於24公厘時，這種關係就不再存在。

螺牙接合長度的影響 螺牙接合長度（螺帽高度）增加時，它的耐疲勞強度也跟着增加。例如，用 40XHMA 鋼製成的螺栓和用 45 號鋼製成的螺帽，它們的最大應力週變值的增加情形如下：螺牙為 6×1 ，螺帽高 $0.6d_0$ 時，週變值為 ± 9.5 公斤/公厘²，螺帽高 $2.0d_0$ 時增加到 ± 15 公斤/公厘²；若螺牙為 12×1.5 ，則週變值由螺帽高為 $0.4d_0$ 時的 ± 5 公斤/公厘² 增加到螺帽高 $1.2d_0$ 時的 ± 9.5 公斤/公厘²。

螺牙接合長度與耐疲勞強度的關係見圖 9。

螺帽較高對於螺帽接合耐疲勞強度的好處在於：高的螺帽螺紋圈數較多，這使螺栓第一圈螺牙受力程度比較降低。當牙距有局部誤差時，高的螺帽便像是帶有鎖緊螺帽一樣，其可能有的軸向間隙（沒有被預加張力所消失的、當應力的方向改變正負號時出現的軸向間隙）的有害影響，便較矮螺帽的情況為少。

螺牙節距的影響 節距加大時，螺牙接合的耐疲勞強度便降低。例如，用 40XHMA 鋼製成的螺栓，若螺帽為 $0.8d_0$ 高，則螺牙為 12×1 時其最大應力週變值要比 12×1.5 螺牙的大 22%。

必須指出，當螺牙直徑加大時，這種影響就不再存在。

螺牙直徑的影響 耐疲勞強度受螺栓螺帽直徑的影響很大。由表 6 可以看出，從 6×1 螺牙變為 24×1.5 螺牙時，最大應力週變值幾乎降低了一倍。

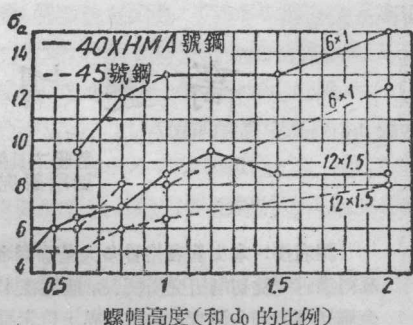


圖 9 最大應力週變值 σ_a 和螺牙接合長度（即螺帽高度）的關係。圖中實線為 40XHMA 鋼，虛線為 45 號鋼

譯自‘機械製造通報’1951年1月號

