

螺紋制造工艺和主要参数 对螺紋联接强度的影响

雅古舍也夫著



机械工业出版社

螺紋制造工艺和主要参数

对螺紋联接强度的影响

雅古舍也夫 著

馬恩增、陈知斌 译



机械工业出版社

1959

出版者的話

本書中列出螺紋制造工艺和主要参数对螺紋联接强度影响的数据, 以及減輕螺紋制造劳动量和提高其循环强度实验的推荐資料。

奠定了大大放寬螺紋联接甚至在重要零件上, 在制造公差上的合理性基础, 因为不是一級或更高的制造精度决定着螺紋联接的循环强度, 而是有无保証的間隙决定了它的循环强度。

書中証明了, 在所采用的滾压用量下, 滾制螺紋联接循环强度近似磨制螺紋的强度。确定了能将循环强度提高一倍以上的滾压用量。

本書可供設計院、特殊設計局和各工厂設計师或工艺师們作参考資料。

苏联 А. И. Якушев 著 ‘Влияние технологии изготовления и основных параметров резьбы на прочность резьбовых соединений’ (Оборонгиз 1956年第一版)

* * *

NO. 3049

1959年8月第一版 1959年8月第一版第一次印刷

787×1092^{1/25} 字数 161千字 印張 8^{8/25} 0,001— 2,530册

机械工业出版社(北京阜成門外百万庄)出版

机械工业出版社印刷厂印刷 新华書店發行

北京市書刊出版业营业許可証出字第 008 号 定价(11) 1.30 元

目次

原序	5
----------	---

上篇 螺紋主要参数对螺紋联接强度的影响

第一章 概論	9
1 螺栓的結構部分对螺紋联接强度的影响	9
2 絲扣間力的分布和螺帽結構对螺紋联接强度的影响	23
3 螺紋主要参数对螺紋联接强度的影响	33
第二章 螺紋的直徑、螺距和擰合長度与螺紋联接强度的关系	44
1 研究的条件	44
2 靜載荷下螺紋的直徑、螺距和擰合長度对螺紋联接强度的影响	49
3 循环載荷下螺紋的直徑、螺距和擰合長度对螺紋联接强度的影响	56
第三章 螺紋牙沟間的形状和螺紋联接强度的关系	71
1 靜載荷时螺栓牙沟的形状和螺紋联接强度的关系	71
2 循环載荷时螺栓牙沟的形状和螺紋联接强度的关系	76
第四章 螺紋直徑的間隙和螺紋联接强度的关系	85
1 靜載荷时螺紋直徑的間隙对螺紋联接强度的影响	85
2 循环載荷时螺紋直徑的間隙对螺紋联接强度的影响	95
第五章 螺距和螺紋半角的偏差对螺紋联接强度的影响	107
1 靜載荷下螺距和螺紋半角的偏差对螺紋联接强度的影响	107
2 循环載荷下螺距和螺紋半角的偏差对螺紋联接强度的影响	113

中篇 螺紋制造方法和工艺用量对螺紋联接强度的影响

第六章 概論	118
1 螺紋主要制造方法的簡述	118
2 螺紋制造工艺和螺紋联接强度的关系	120
第七章 螺紋制造工艺对螺紋零件表面質量的影响	126
1 研究試驗的条件	126
2 螺紋制造方法和工艺用量对螺紋零件表面光潔度的影响	130
3 螺紋制造方法和工艺用量对金屬表層的宏觀組織和显微組織的影响	135
4 螺紋制造方法和工艺用量对冷作硬化層的深度和冷作硬化程度的影响	142

第八章 螺紋制造工艺对螺紋联接强度的影响 155

1 静载荷时螺紋制造工艺对螺紋联接强度的影响 155

2 循环载荷时螺紋制造工艺对螺紋联接强度的影响 157

下篇 螺栓的初撑紧力、支承表面的偏斜和
材料的硬度对螺紋联接强度的影响

第九章 螺栓的初撑紧力和螺紋联接强度的关系 177

第十章 螺栓头部和螺帽支承表面的偏斜对螺紋联接强度的影响 182

1 对静载强度的影响 182

2 对循环强度的影响 186

第十一章 螺栓材料的硬度和螺紋联接强度的关系 191

1 对静载强度的影响 191

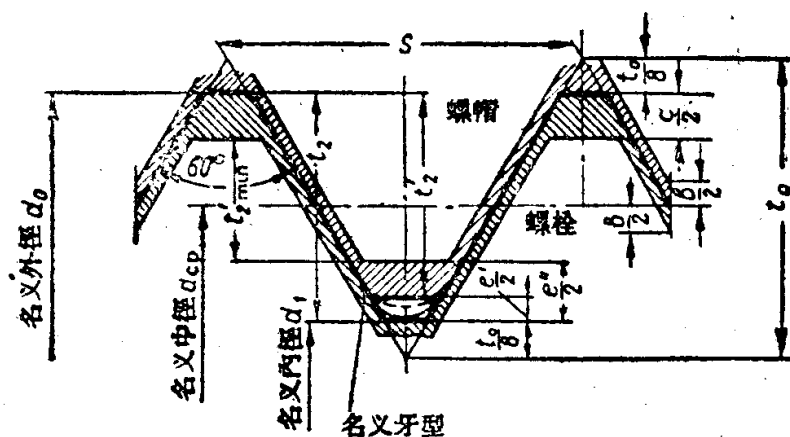
2 对循环强度的影响 196

第十二章 在生产条件下验证推荐的实践资料 199

参考文献 203

原 序

提高机器的使用期限，降低其重量和制造成本是苏联机器制造业的首要任务。因此本书的目的是帮助设计师和工艺师们在完成这一任务时，能顺利地解决公制螺纹的联接问题。公制螺纹的牙型和主要参数示于图 A. 1 中。



C—螺栓 d_0 的下限	$t_0 = 0.866 S$
B—中径的公差	$t_2 = \frac{3}{4} t_0 = 0.6495 S$
e' —螺帽 d_1 的下限	$t_2' = t_2 - \frac{e'}{2} = t_2 - t_0/16$
e'' —螺帽 d_1 的上限	

图 A. 1 OCT 公制紧固螺纹的牙型、主要参数和公差界限的分布图。

尽管螺纹联接的应用极广（大多数现代机器中60%以上的零件具有螺纹）且已有着多年的实践经验，但直到目前为止，关于螺纹的制造工艺及其主要参数对螺纹联接强度的影响问题仍然还是没有得到解决的。由于对上述问题缺少系统的资料，因此许多设计师往往毫无根据地给机器结构中螺纹零件的尺寸和螺纹的制造规定出“严格”的公差，因而不是造成安全系数过大使结构加重，就是相反地经常发生螺纹联接破坏的现象。

可举出以下事实作为例子，譬如在航空工业部門、柴油机制造部門和一些其他机械制造部門中，高載荷重要零件的紧固螺紋均按一級精度（有时精度甚至更高）制造，直徑的間隙最小，牙型接近于螺栓和螺帽所共用的名义牙型（螺紋无“摆动”）。

制造高精度的螺紋是極其复杂而又費工的工序，需要消耗大量的螺紋加工工具和測量工具（由于磨損公差很小），并且尺寸报废率也会很高。

普遍的意見認為生产費用很高也是合理的，因为在他們看来，牙型近似名义牙型的无“摆动”螺紋的螺紋联接，似乎具有最高的循环强度。

螺紋联接方面最初的理論研究工作是远在1902年由Н. Е. 茹柯夫斯基（Жуковский）^①完成的。但是这些研究工作只解决了擰合長度上絲扣間力的分布和这些力的分布性質与螺帽結構关系的部分問題。

以后的許多苏联著作中，其中包括И. И. 柏巴雷科夫（Бобарыков），М. А. 薩魏林（Саверин），С. В. 謝連逊（Серенсен），И. А. 畢尔盖尔（Биргер），Р. С. 基納索斯維利（Кинасошвили），Д. Н. 列舍托夫（Решетов）等的著作，深入地研究了螺紋联接結構，强度計算及其应力状态的問題，但几乎全未涉及到螺紋主要參数对螺紋联接强度的影响問題。

在苏联机器制造业中，对于直接与螺紋制造工艺有關的問題會給予了很大的重視。根据許多工程师和先进生产者无数的著述，如：И. Е. 戈罗杰茨基（Городецкий）^②，М. И. 巴索夫（Басов）^③，

① Н. Е. 茹柯夫斯基著，螺釘和螺帽螺紋上压力的分布情况。工艺协会通报，第一号，1902年或全集第八卷，第48~54頁，1937年。

② И. Е. 戈罗杰茨基著，螺紋及其互換性，苏联科学技术联合出版社，1937年。

③ М. И. 巴索夫著，制造汽車零件和工具时的高生产率的螺紋滚压法，苏联“汽車工业”，1948年，第七号。

Д. Т. 瓦西利也夫 (Васильев)^①, А. П. 古宾 (Губин)^② 的著作, 革新者 Я. Н. 普施卡列夫 (Пушкарев)^③ 的工作經驗等。制造螺紋零件时的工艺过程、工具、夹具和机床有了改进, 从而使劳动生产率有了很大提高。

然而, 关于螺紋制造工艺对螺紋联接强度影响問題的研究却仍是薄弱的一环。

在所出版的著作中只是一般的談到螺紋联接的强度或者闡明了某些局部的問題, 例如: 在 Я. М. 馬德爾斯基 (Мадорский)^④ 的著作中仅只研究了螺栓牙沟滚輾对强度的影响, 在 И. М. 失弗 (Шиф)^⑤ 的著作中只研究了滚压螺紋的表面質量。

而外国所作的研究工作 [維岡德 (Виганд)^⑥、F. 巴連拉特 (Боленрат) 和柯尔聶利烏斯 (Корнелиус)^⑦、維岡德和哈斯 (Хаас)^⑧、A. 史密斯 (Смит)^⑨ 等人的著作] 也是不完整的, 并且有許多严重的缺点和錯誤。

外国研究工作的主要缺点如下:

а) 研究螺紋制造方法对螺紋联接强度的影响时, 抛开了螺紋的制造用量和几何参数;

б) 研究螺紋参数对螺紋联接强度的影响时, 未考虑螺紋零件的表面質量;

в) 研究实验螺紋联接时, 試件和試驗的方法往往既不符合

-
- ① Д. Т. 瓦西利也夫著, 精确螺紋的高生产率切制法, 苏联“机床和工具”, 1944年, 第十二期。
 - ② А. П. 古宾著, 滚絲柱滚压螺紋, 苏联机械工业出版社, 1947年。
 - ③ Я. Н. 普施卡列夫和Н. П. 莫罗左夫 (Морозов) 合著, 在高强度合金鋼上高速切制梯形螺紋, 苏联国防工业出版社, 1951年。
 - ④ Я. М. 馬德爾斯基著, 螺紋的滚压, “机床和工具”, 1950年; 第六号。
 - ⑤ И. М. 失弗著, 双滚絲柱滚制的螺紋表面質量。“金属机械加工”文集。烏拉尔工厂的經驗总结, 苏联机械工业出版社, 1950年。
 - ⑥ 維岡德著, 螺紋联接和螺栓材料持久强度的問題, 1934年。
 - ⑦ F. 巴連拉特和柯尔聶利烏斯合著, 螺紋制造方法对螺釘寿命的影响。“工艺和操作”, 1947年, 第九号, 第217~222頁。
 - ⑧ 維岡德H. 和哈斯B. 合著, 螺紋联接的計算和形状, 1940年。
 - ⑨ 史密斯A. M. 著, 螺釘的螺紋。“鉄的时代”, 1940年, 第146卷, 第八号, 第23~28頁。

实际的螺紋联接，又不符合螺紋联接的实际工作条件；

Г) 对所研究問題一般都缺乏理論分析。

在螺紋联接方面曾出版过大量的著作。

因限于本書篇幅，我們只能簡要地叙述一下其中的某些著作和指出它們的缺点。

本書主要闡述了作者在确定公制紧固螺紋的参数和制造工艺对螺紋联接强度的影响方面所得出的研究結果。

作者的研究工作証明，不是一級或更高的制造精度决定着螺紋联接的循环强度，而是安全間隙决定着螺紋的循环强度。

本書同时提供了用規定直徑安全間隙，加長擰合長度和改变螺紋其它参数的方法来提高螺紋联接循环强度的一些实验的推荐資料。

确定了表面質量（表層的微觀几何形状和物理机械性能）与螺紋制造工艺和工艺用量的数值关系以及表面質量对螺紋联接循环强度的影响。

本書中的結論和实验推荐資料不仅經過許多实验研究，而且也經過現代大馬力高速机器上所用重要螺紋联接件的多次長期試驗（每次試驗的載荷循环数都超过 27×10^6 ）所証实。

在研究过程中，在循环載荷下試驗了螺栓螺帽联接件 1720 件，在靜載荷下試驗了 970 件，繪制了 186 条疲劳曲綫，并对螺紋参数作过 70000 多次測量。

作者期望，全部这些研究結果能不再重复国外許多研究者所犯的錯誤。

本書是在苏联科学院通訊院士 И. А. 奧金格 (Одинг) 的学术指导下写成的。作者謹对他所給予的宝貴指示和关怀表示深切的感謝。

作者并对 В. И. 尤申柯 (Ющенко), Н. Н. 謝尔宾 (Сербин) 和 Г. Г. 苏斯路金 (Суслукин) 工程师在进行实验时所給予的帮助和对本書的亲切关怀，以及对 Л. И. 雅古舍瓦姬 (Якушева) 在整理原稿准备出版的工作中所給予的帮助表示衷心的謝意。

上 篇

螺紋主要参数对 螺紋联接强度的影响

第一章 概論

1 螺栓的結構部分对螺紋联接强度的影响

分析螺栓各个部分应力状态和研究其强度的研究都証明了，螺紋联接强度在很大程度上是在局部上的：由于所受应力的性質、載荷的种类以及螺紋結構和制造工艺方法的不同，在螺紋联接內形成薄弱环节因而容易發生断裂。螺紋联接的任一部分：如螺栓螺紋部分、螺紋部分至光杆的过渡处（退刀槽）、光杆本身、螺栓头和螺帽都可能成为螺紋联接的薄弱环节。

尽管載荷种类不同設計上和工艺上的措施应该并且必須保証，在螺紋联接中，决定着整个联接强度的薄弱环节只有一处。

在靜載荷条件下，退刀槽就是这种薄弱环节。光杆（例如：在剪切載荷下）很少成为薄弱环节，而螺帽或螺栓螺紋部分則更屬罕見。

在靜載荷时，只有主要的計算的要素决定螺紋联接的强度，而螺紋联接的其它要素对主要要素的强度沒有影响，因而，只需設計与制造得使其强度超过計算的主要要素强度即可。

在循环載荷下，作为应力集中的螺紋能显著地降低螺栓螺紋部分的强度，致使螺紋部分变成最薄弱的环节。在这种情况下，設計上和工艺上的措施就只能减少应力集中的有害作用，而不能完全消除它；因此，螺紋联接总是在螺栓螺紋部分發生断裂。通常，当循环載荷时，只有在螺紋联接的設計不能令人滿意时，螺栓才会在头部、螺紋部分至光杆的过渡处或其它地方發生断裂

現象。

循环载荷有区别于静载荷，螺紋联接的强度不仅取决于最薄弱的环节——螺栓的螺紋部分，而且，在某种程度上也取决于螺紋联接其它部分的結構如何。这些部分为：退刀槽的形状和螺栓光杆的直徑，螺帽的結構等等。

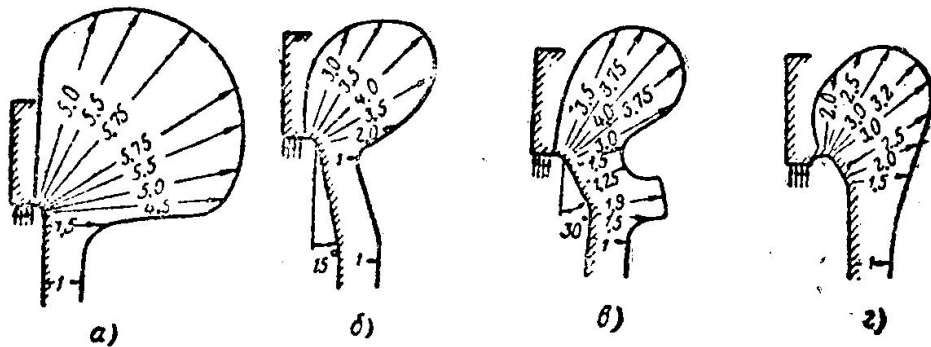
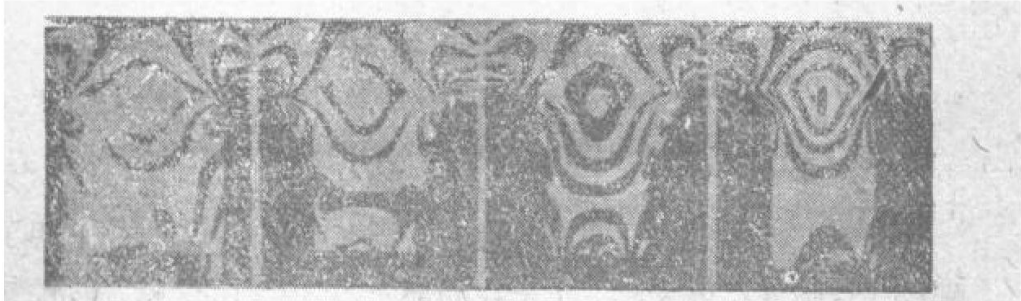


圖 1.1 螺栓头部下面应力集中系数的变化与杆部至头部过渡处形状的关系
(利用光学摄影法在平面模型上摄制的)：

a—直徑为76毫米、杆部至头部过渡处半徑为5毫米的螺栓，其头部下面应力集中的曲线和应力的作用线；*b*—与上同，惟螺栓直徑减至50毫米，且增加15°錐度；*c*—与上同，惟螺栓带30°錐度；*d*—与上同，惟螺栓杆部至头部过渡处成抛物线形的凹部。

螺栓头部高度 h 和杆部至头部过渡处圆弧半徑值 R 对强度的影响 螺栓头部本身不影响螺紋联接的强度值，但在任一种载荷下，其强度均应超过螺紋联接其它部分的强度。当静载荷时，根据轴向载荷的剪力条件确定头部适当的高度即可保証这一点；而在循环载荷时，还需要选择螺栓杆部至头部过渡处所必須的半徑。

螺栓杆部至头部的过渡处由于截面的急剧变化和杆部变形(拉伸)与头部变形(压缩和弯曲)的性质不同产生很大的应力集中。

用改变杆部至头部过渡处截面的方法能够减少螺栓头部的应力集中。用这类方法改变应力集中的例子示于圖I.1●。

由圖中可以看出,在第一种情形下(圖I.1a),当 $\frac{R}{d}$ 的比值等于0.066(式中 d ——螺栓光杆直径)时,应力集中的最大系数 α_k 等于5.75;当加制一段錐体并将 $\frac{R}{d}$ 值增加到0.10, α_k 减至4.0。而当杆部至头部过渡处作成抛物綫形凹部(圖I.1b)时,可以获得最小的数值 $\alpha_k=3.2$ 。

表I.1中所列为关于螺栓断裂的性质与 h 和 R 值的关系的数据。由表I.1可以看出,譬如,40XHMA号鋼(調質至 $R_c=32\sim35$)和45号鋼(正火至 $R_B=90\sim95$)制成的螺栓,当头部高度为9毫米、螺紋为 12×1.5 和半徑为0.9~1毫米时,在靜載荷下,头部不会断裂;而在循环載荷下,杆部至头部的过渡处却时常發生断裂。但45号鋼和40XHMA号鋼螺栓,当螺紋为 12×1 和 12×1.5 毫米的磨制螺紋时,若只加大半徑至1.5毫米而头部高度仍与以前相同,則杆部至头部过渡处的断裂現象就很少發生。

圖I.2所示为在头部高度和杆部至头部过渡处半徑不能令人滿意的情形下,螺栓断裂的性质。

根据試驗結果确定,承受循环載荷的切制、銑制或磨制螺紋的螺栓头部高度应为:

$$h=(0.60\sim 0.65)d_0 \text{ (公差按 } B_5) \quad (\text{I.1})$$

杆部至头部过渡处的半徑应为:

$$R=(0.1\sim 0.125)d_0 \text{ (公差按 } B_5) \quad (\text{I.2})$$

当用滾压法制造螺紋或者为补充滾輾而磨制、銑制或切制螺

● A. R. 安德生 (Andersen) 著,“产品工程”,1949年,第20卷,第5号,第109頁。

表 I.1 螺栓的断裂性质与杆部至头部过渡处的圆弧半径、头部高度和载荷种类的关系

螺栓尺寸 (毫米)	螺栓头部的高度和过渡处的半径 (毫米)		载荷种类	螺栓的断裂性质	螺栓断裂的数量
	h	R			
12×1.5	9	0.9~1.0	静载荷	在杆部	134个之中有134个
			循环载荷, 交变拉力	在杆部	34个之中有19个
					在头部下面
12×1和 12×1.5	9	1.5	静载荷	在杆部	98个之中有98个
			循环载荷, 交变拉力	在杆部	220个之中有216个
					在头部下面
24×1.5 和24×3	12	2~2.2	静载荷	头部剪断	4个之中有4个
			循环载荷, 交变拉力	在头部	6个之中有6个
24×1.5 和24×3	16~17	2.5	静载荷	在杆部	27个之中有27个
			循环载荷, 交变拉力	在杆部	63个之中有57个
				在头部下面	63个之中有6个

纹的牙沟, 以及用改变螺纹参数的方法来提高螺纹联接的强度时, 上述半径的数值应大大加大, 而为:

$$R = (0.20 \sim 0.30)d_0 \quad (I.3)$$

$\frac{D}{d}$ 比值很大的小尺寸螺栓 (D ——螺栓头部的直径) 的 R 应取最大值; 而此比值小的大尺寸螺栓应取推荐中的最小值。经热处理的合金钢螺栓因对应力集中的灵敏度很高, 所以其杆部至头部过渡处的半径应大于强度小的碳钢螺栓。

图 I.3 所示为两批试件疲劳试验的结果, 虽然此两批试件的 R 都等于 1.5 毫米; 但在不同的交变应力极限值 σ_a 下, 第一

● σ_a —应力循环极限值, 在此极限值内螺纹联接能经受一定循环次数的载荷 (所谓试验基数) 而不断裂 (在我们这种情形下, 试验基数等于 5×10^6 次循环)。

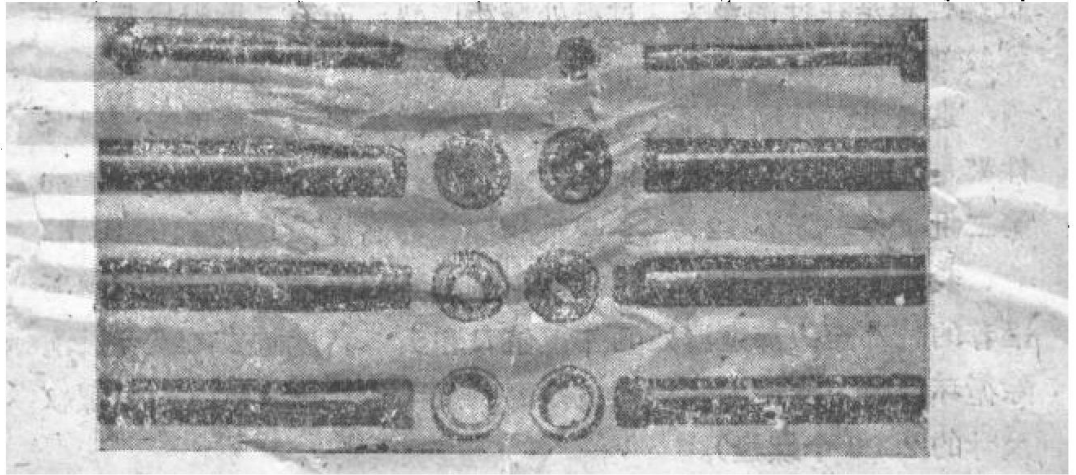


圖 1.2 螺栓斷裂的性質:

第一對螺栓(自下數)是在靜載荷下, 由於頭部高度不足而斷裂(頭部被剪斷)的。

第二對螺栓是在循環載荷下, 由於半徑值小(因為應力過度集中引起杆部至頭部過渡處產生疲勞裂紋, 然後裂紋又向試件中心擴展)和頭部高度不足(頭部剩餘截面又被靜力剪斷)而斷裂的。

第三對和第四對是在循環載荷下, 由於杆部至頭部過渡處的半徑太小而斷裂的。

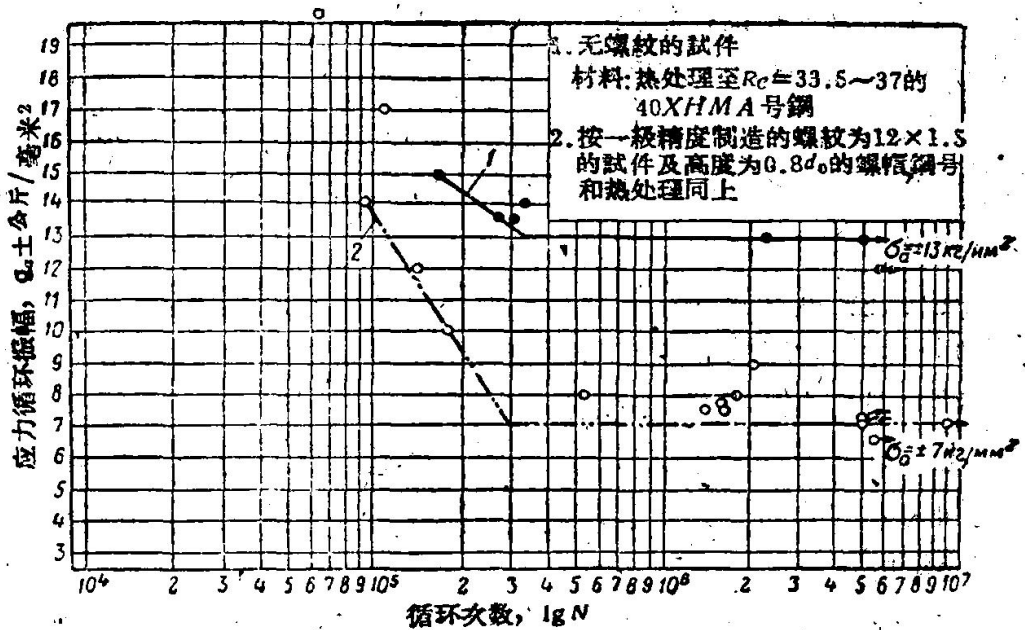


圖 1.3 在交變拉力的循環平均應力為 $\sigma_{ep} = 25$ 公斤/毫米² 時, 螺栓 2 (表示螺紋連接本身的強度) 和无螺紋的試件 1 (表示頭部的強度) 的疲勞曲綫。

批螺栓总是在杆部至头部过渡处发生断裂，而第二批螺栓却总在螺紋部分发生断裂。

这两批試件的外廓尺寸、头部高度、材料、热处理与試驗条件都是相同的。只是第一批試件无螺紋，并且两端都有头部；而第二批試件一端有 12×1.5 毫米的螺紋与高度为 $0.8d_0$ 的螺帽。

我們的研究結果提供了証明下列事实的根据：即采用我們所推荐的杆部至头部过渡处的半徑值 R 和头部高度值 h ，就可以消除循环载荷下杆部至头部过渡处的断裂現象（曾試驗过五种螺紋尺寸的 2600 个螺栓）。

这里推荐的数值既适用于 $\sigma_b \leq 70$ 公斤/毫米² 的碳鋼螺栓，又适用于热处理調質到 $\sigma_b \leq 130$ 公斤/毫米² 的合金鋼螺栓。

由于强度極限較大的鋼螺栓对于切口及偏斜的灵敏度很高，因此，它的半徑值应该相应地增大。对强度極限較小的鋼螺栓來說，此半徑值应采用前面介紹的 d_0 与 R 关系式 (I.2) 中的下限。

这里也应当指出，根据全苏标准 OCT HKTM 3522, 3523, 3524, OCT 20035-38 和ГОСТ 1759-42 的規定，螺栓上述半徑对直徑的比值(直徑从 5 到 48 毫米的螺栓)是在 0.016 至 0.050 范圍內，但这是不足的。因此，标准螺栓不能用于承受交变应力的螺紋联接。

螺栓螺紋部分至光杆过渡处的形状对强度的影响 螺栓螺紋部分和光杆部分之間有一螺紋退刀槽。作为切口的退刀槽，其形状在頗大程度上影响着螺紋联接的强度。

退刀槽近旁車出螺紋几乎并不能减少退刀槽上的应力集中。这是因为螺紋的内徑大于退刀槽的直徑以及退刀槽的牙型比螺紋牙型平滑的緣故。

这种情形在圖 I.4 上可以表明，圖 I.4 系双头螺栓試件的照片。由圖中可看到有螺紋的試件 a 和車去螺紋的試件 b 都在退刀槽处断裂，并且其平均断裂应力值相近似。

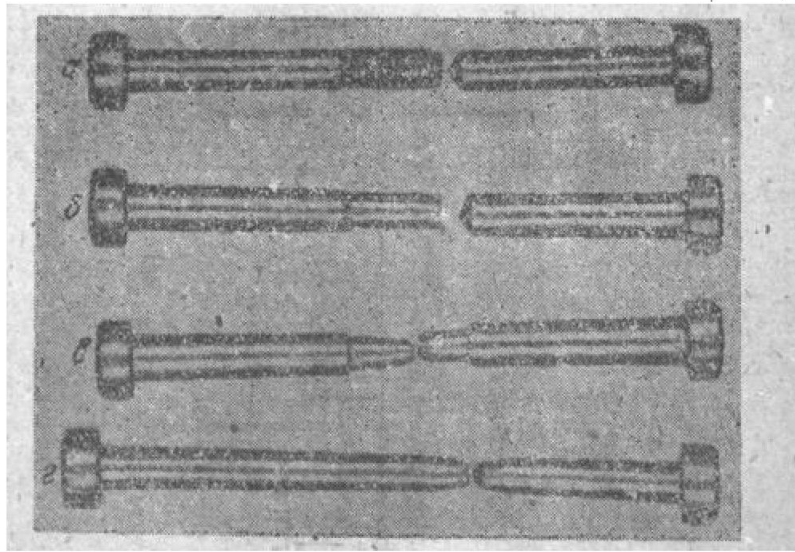


圖 I.4 靜載荷下雙頭光杆試件和雙頭螺紋試件的斷裂性質。

40XHMA 号鋼試件的平均斷裂應力：

試件 a174.5	公斤/毫米 ²	141%
試件 b164.5	公斤/毫米 ²	134%
試件 B132.8	公斤/毫米 ²	107%
試件 z123.5	公斤/毫米 ²	100%

假若在類似的試件上不是按螺紋內徑車去螺紋，而是按退刀槽最小直徑車去螺紋（圖 I.4 b），那麼，斷裂性質以及平均斷裂應力將和光杆試件的相應指標近似。

全蘇標準（OCT HKTM 3522, 3523, 3524, 1714-39, OCT 20035-38 和 ГОСТ 1759-42）所推薦的螺紋部分至光杆過渡處的形狀（退刀扣和退刀槽）示於圖 I.5。主要的形狀有三種：*I-IIa*，*III* 和 *IIIa*。

為了確定螺絲螺紋部分至光杆過渡處的形狀對聯接強度的影響的數值，曾經進行過螺絲強度的研究試驗。所試驗螺絲的過渡處有三種基本形狀。

這些螺絲是用 40XHMA 号鋼制的，經過熱處理調質到 $R_c = 32 \sim 35$ ，螺紋為 12×1.5 毫米，螺紋尺寸在一級精度範圍內。這種螺絲共計試驗了 39 個，其中 21 個是在循環載荷交變拉力下試驗的，18 個是在靜載荷下試驗的。

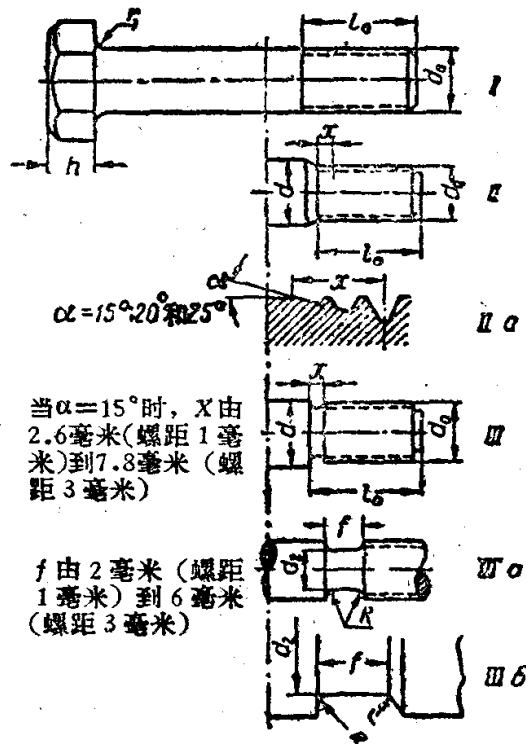


圖 I.5 螺紋螺紋部分至光杆过渡处(退刀扣及退刀槽)的标准化形状。

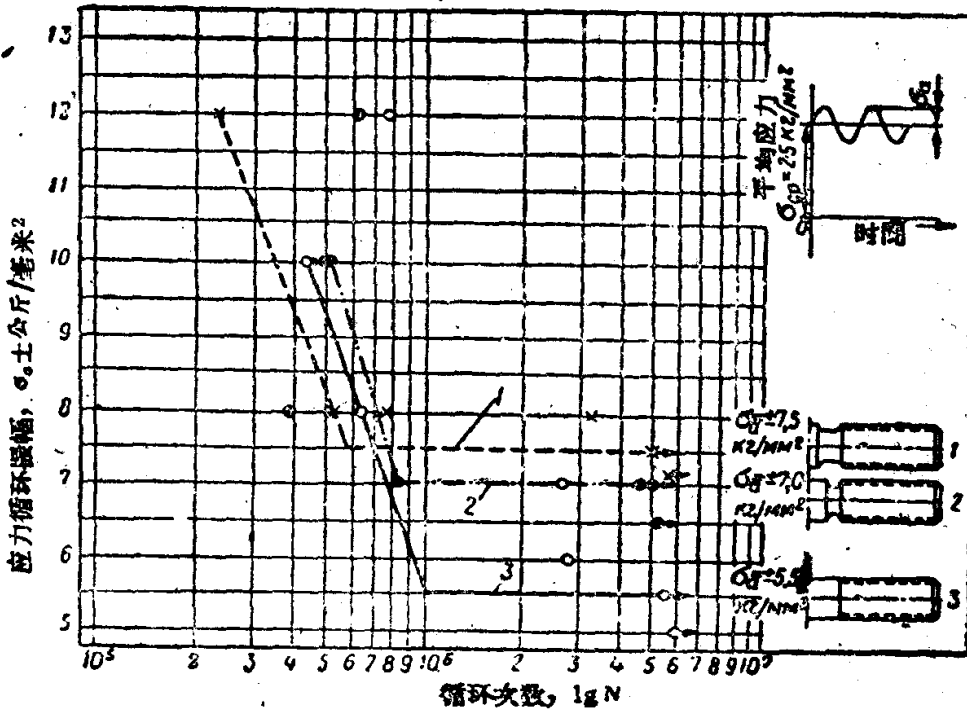


圖 I.6 螺紋部分至光杆过渡处形状不同的螺紋(12×1.5毫米) 螺栓之疲劳試驗結果。