

高等学校教材

机械零件

(1962 年修訂本)

下 册

西北工业大学机械原理及机械零件教研组編

濮良貴 主編

人 民 教 育 出 版 社

高等学校教材



机 械 零 件

(1962 年修訂本)

下 册

西北工业大学机械原理及机械零件教研组編

濮良貴 主編

人 民 教 育 出 版 社

本书是西北工业大学机械原理及机械零件教研组根据西北工业大学等校编写的“机械零件”(修订本)(1961年人民教育出版社出版),结合有关试用意见及其他参考资料修订而成的。

全书共五篇,计23章,分上、中、下三册出版。这是下册,内容包括第四篇“轴、轴承、联轴器”及第五篇“其他”,计七章:轴,滑动轴承,滚动轴承,联轴器,弹簧,机座及箱体,润滑、润滑剂及润滑装置。

本书主要用作高等工业学校机械类各专业的试用教科书,亦可供机械工程技术人员参考。

担任本书修订工作的有王步瀛、沈允文、汤嘉吉、赵文蔚和濮良贵等同志,最后由濮良贵同志进行全书的通读整理工作。

本书修订稿曾经太原工学院朱景梓教授审阅。

机 械 零 件

(1962年修订本)

下 册

西北工业大学机械原理及机械零件教研组编

濮良贵 主编

北京市书刊出版业营业许可证出字第2号

人民教育出版社出版(北京景山东街)

人 民 教 育 印 刷 厂 印 装

新华书店北京发行所发行

各 地 新 华 书 店 经 售

统一书号K15010·985 开本 787×1092 $\frac{1}{16}$ 印张 9 $\frac{5}{8}$

字数 230,000 印数 97,101—100,100 定价(7) 0.95

1961年1月第1版 1962年10月修订第3版 1964年8月北京第8次印刷

下册目录

第四篇 軸、軸承、联轴器

第十七章 軸	321
§ 17-1. 軸的用途及分类	321
§ 17-2. 軸的材料	322
§ 17-3. 軸的結構及結構設計	322
§ 17-4. 軸的計算	327
§ 17-5. 傳動軸概述	332
§ 17-6. 鋼絲軟軸概述	333
例題	333
附录	338
第十八章 滑动軸承	340
§ 18-1. 概述	340
§ 18-2. 向心滑动軸承的构造	340
§ 18-3. 軸瓦及軸承衬	343
§ 18-4. 液体摩擦的流体动力潤滑理論概述及其 应用	349
§ 18-5. 液体摩擦向心軸承的設計	353
§ 18-6. 非液体摩擦向心軸承的設計	361
§ 18-7. 推力軸承	362
§ 18-8. 軸承潤滑剂及潤滑方法的选择	365
§ 18-9. 流体靜力潤滑理論概述	367
§ 18-10. 气体潤滑軸承簡介	368
§ 18-11. 提高滑动軸承工作性能的途径	368
例題	369
第十九章 滚动軸承	371
§ 19-1. 概述	371
§ 19-2. 滚动軸承的主要类型、各类型的性能及用 途	373
§ 19-3. 滚动軸承的工作情况	376
§ 19-4. 滚动軸承的工作能力及計算准则	379
§ 19-5. 滚动軸承的选择	381
§ 19-6. 軸承組合的設計	386
§ 19-7. 其他	395

例題	396
第二十章 联轴器	399
§ 20-1. 概述	399
§ 20-2. 固定式刚性联轴器	401
§ 20-3. 可移式刚性联轴器	403
§ 20-4. 彈性联轴器	406
§ 20-5. 刚性离合器	411
§ 20-6. 摩擦离合器	413
§ 20-7. 安全联轴器	418
§ 20-8. 特殊功用及特殊构造的联轴器	419
第四篇参考书刊	424

第五篇 其他

第二十一章 彈簧	426
§ 21-1. 概述	426
§ 21-2. 圆柱形螺旋彈簧的制法、材料及許用应力	427
§ 21-3. 圆柱形拉-压螺旋彈簧	430
§ 21-4. 圆柱形扭轉螺旋彈簧	439
§ 21-5. 碟形和环形彈簧概要	441
§ 21-6. 板彈簧概要	444
例題	446
第二十二章 机座及箱体	449
§ 22-1. 概述	449
§ 22-2. 机座及箱体的剖面形状及肋板布置	450
§ 22-3. 机座及箱体設計概要	452
第二十三章 潤滑、潤滑剂及潤滑裝置	454
§ 23-1. 概述	454
§ 23-2. 潤滑油的主要性質、品种及选择原則	454
§ 23-3. 潤滑脂的主要性質、品种及选择原則	460
§ 23-4. 潤滑方法、潤滑裝置及潤滑系統的选择原 則	461
§ 23-5. 潤滑裝置	463
第五篇参考书刊	470

第四篇 軸、軸承、聯軸器

第十七章 軸

§ 17-1. 軸的用途及分類

軸是用來確定機器中各個轉動部分的幾何軸線的零件。一切作旋轉運動的零件都要安裝在軸上才能實現其旋轉運動。

按照軸的軸線形狀的不同，軸可分為曲軸（圖 17-1）和直軸（圖 17-2）兩大類。曲軸可以將旋轉運動改變為往復直線運動，或作相反的运动轉換。它是活塞式動力機械及一些專門設備機器（如曲軸壓力機）中的專用零件，故本章不加討論。

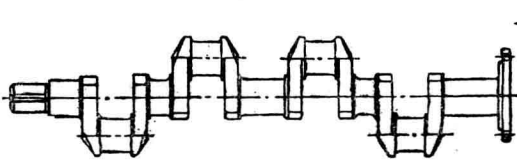


圖 17-1. 曲軸。

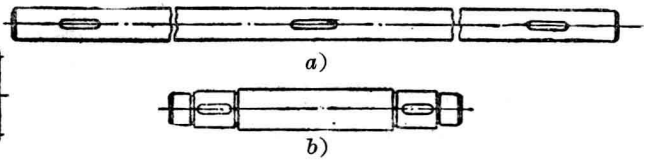


圖 17-2. 直軸。

直軸按其所受載荷性質的不同，可分為心軸、轉軸和傳動軸三種。心軸只承受彎矩而不傳遞扭矩。圖 17-3, *a* 為轉動心軸；*b* 為固定心軸。後者由於不旋轉，工作時產生的彎曲應力方向不變，因而工作狀況較佳。轉軸既承受彎矩，又承受扭矩。傳動軸則主要承受扭矩。

直軸根據外形不同，可分為光軸（圖 17-2, *a*）和階段形軸（圖 17-2, *b*）兩種。光軸形狀簡單，加工容易，造價低，機械加工的切削廢料和熱處理的廢品少，應力集中根源也少，但它的缺點是形狀與軸的受載情況（彎矩沿長度變化）不相適應，更主要的缺點是軸上的零件不易裝配及定位；階段形軸則正好與光軸相反。因此，光軸主要用于傳動軸，階段形軸則常用于轉軸。

直軸一般都製成實心的。在那些由於機器結構的要求而須在軸中裝設其他零件或者減輕軸的重量具有特別重大作用的場合，則將軸製成空心的（圖 17-4）。空心軸內徑與外徑的比值通常為 0.4~0.5。

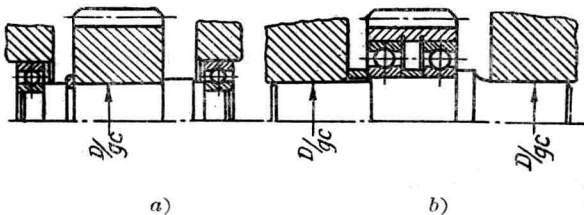


圖 17-3. 心軸。

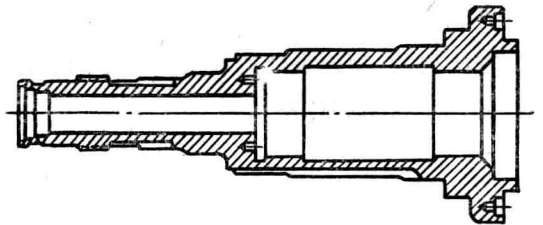


圖 17-4. 空心軸。

此外還有一些特殊用途的軸，如凸輪軸、偏心輪軸和鋼絲軟軸等。其中鋼絲軟軸（參看圖

17-27) 是用来在任意角度下傳遞扭矩和运动的, 在一些可移动的机动工具(如图 17-5 中 5 所示)或某些仪器的操縱系統中常可見到。

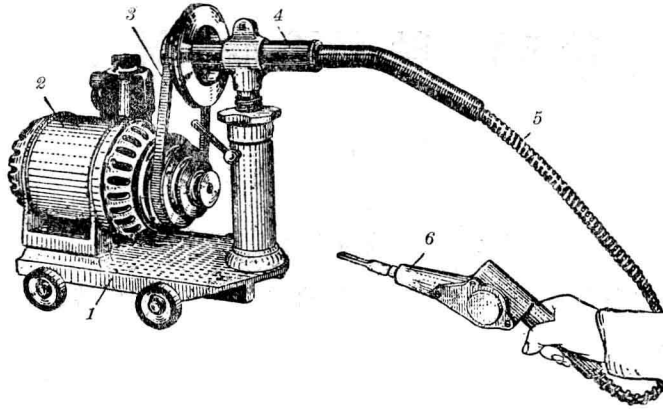


图 17-5. 电力驱动刮削机:

1—小車; 2—电动机; 3—三角皮帶傳动; 4—副軸; 5—鋼絲軟軸; 6—刮削工具

§ 17-2. 軸的材料

軸的主要材料是碳鋼和合金鋼。由于碳鋼比合金鋼价廉, 对应力集中的敏感性較低, 同时也可用热处理或化学热处理的办法提高其耐磨性和抗疲劳强度, 故碳鋼的应用尤为广泛。常用的碳鋼有 25、30、35、40、45、G3、G4、G5 等; 其中最常用的是 45 号鋼。

合金鋼比碳鋼具有更高的机械强度和优越的淬火性能, 因此在傳遞大动力、并要求減輕重量和提高軸頸的耐磨性时, 常采用合金鋼。常用的合金鋼有 12CrNi2、12CrNi3、20Cr、40Cr、35CrMo 及 18Cr2Ni4MoA 等。

必須指出: 在一般工作溫度下, 各种碳鋼和合金鋼的彈性模数均相差不多, 因此选择鋼的种类和决定鋼的热处理方法时所根据的是强度与耐磨性, 而不是軸的弯曲或扭轉剛度。但亦应当注意, 在既定的条件下, 选用强度較低的鋼材来制造軸, 而适当增大軸的剖面面积, 也是提高軸的剛度的方法之一。

近年来采用合金鑄鐵及球墨鑄鐵制造軸的趋势已有所增长, 因为这类材料具有价廉、易于得到更合理的形状、良好的吸振性和耐磨性以及对应力集中的敏感性較低等許多优点。但是鑄鐵制品的品質不易控制, 这就大大降低了它的工作可靠性。因此, 广泛地采用这类材料来制造軸, 目前仍受到一定的限制。

在次要的、轉速很低的或受力很小的工作情况下, 如无金属材料时, 也可采用質地坚实且韌性較好的木材来制造軸。

§ 17-3. 軸的結構及結構設計

光軸的直徑沿整个长度沒有变化, 故其結構設計也沒有什么值得討論的問題。因此, 本节只討論阶段形軸的結構設計。

軸的結構主要取決於以下因素：機器的總體結構，軸上安裝的零件的種類、數量及其與軸的联接固定方法，載荷的性質、大小、方向及分布情況，軸的加工工藝等等。由於影響因素很多，所以軸沒有標準的結構形式，因而對於每一根軸均須結合具體條件進行結構設計。

確定軸上各段的公稱直徑時，對於安裝滾動軸承的部位，應取其等於軸承內徑；對於和其他零件相配合的部位，應採用標準直徑；自由直徑則無須採用標準值。軸的各段長度取決於軸上零件間的距離和各個零件的尺寸。為了簡化軸的機械加工，當軸上零件不多時，直徑的變化應盡量減少；但當軸上的零件較多，而且配合性質的變化也較多時，應以裝配方便為準則來決定各段的直徑。例如汽輪機軸的階段變化有多達數十級的。

軸與軸承接合的部位叫做軸頸。按照軸承反力的方向可將軸頸分為向心軸頸和推力軸頸。

安裝滾動軸承的軸頸，除了使用具有錐孔的滾動軸承^①而製成錐度 1:12 的圓錐形外，都是做成圓柱形的。

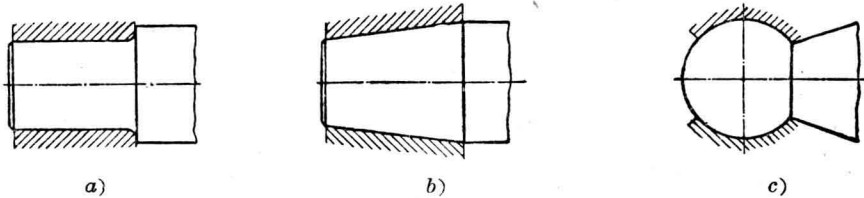


圖 17-6. 滑動向心軸頸：

a—圓柱形；b—圓錐形；c—球形

安裝滑動軸承的軸頸則形狀較多，其中向心軸頸有圖 17-6 所示的幾種形狀。圓柱形軸頸易于加工並能獲得較高的精度，故應用最廣；圓錐形軸頸主要用于須借軸或軸承的軸向移動以調整軸承間隙的場合，一般應用很少；球形軸頸用于偏轉角較大的軸，但由於加工困難，應用極少。滑動推力軸頸有下列幾種：實心的推力軸頸因壓力分布極不均勻（圖 17-7, a），已不採用；環形的（圖 17-7, b）和單環的（圖 17-7, c）應用較廣；多環的（圖 17-7, d）只用于軸向力很大的場合。

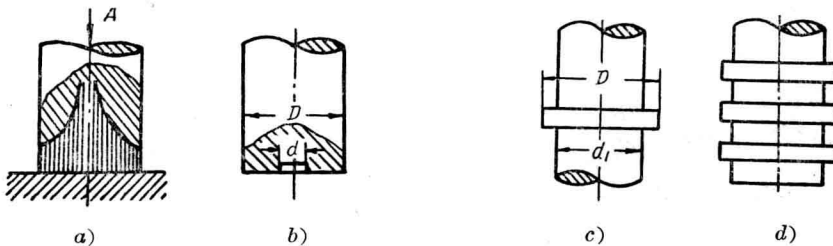


圖 17-7. 滑動推力軸頸

滑動軸頸的各部分尺寸按照滑動軸承的要求設計，詳見本書第十八章。

軸上安裝傳動零件的那一段叫軸頭有圓柱形、圓錐形、花鍵形及用于無鍵联接的非圓剖面的柱形等幾種（參看第九章）。後兩種只用來安裝傳遞扭矩的零件；前兩種則既可安裝不傳遞扭矩的零件，也可安裝傳遞扭矩的零件，但除了圓柱形的用過盈配合與軸上零件联接的情況外，其餘

① 機 75—58 所規定的雙列向心短圓柱滾子軸承。

均須用另外的零件加以固定。圓錐形的多用于軸的端部(图 17-8)。

圓柱形軸頭与軸上零件的联接通常用过盈很小的靜配合或过渡配合,以保証零件的对中性。采用鍵作周向固定时,为了补偿鍵槽对軸的削弱影响,可将有鍵槽处的軸徑比邻近的直径加大 5~8%。在一根軸的不同阶段上装有两个或更多的鍵时,应将各个鍵槽的中心綫对正(参看图 17-2 及 17-22),以利鍵槽的加工。

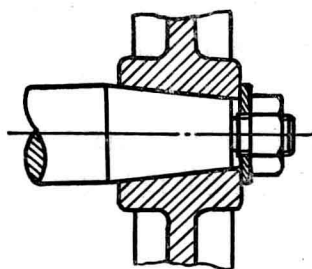


图 17-8. 圓錐配合表面

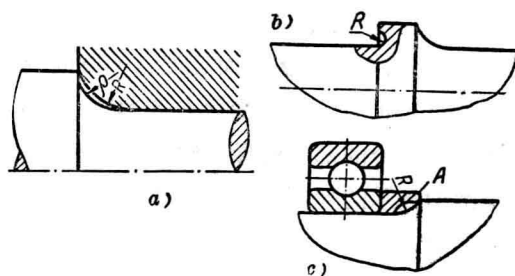


图 17-9. 軸肩

軸上各零件的軸向固定方法取决于零件所受軸向力的大小。最常用的方法是利用軸上直径变化处的軸肩(图 17-9)。如有可能,軸肩处的圓角半徑应取为 $r_f \geq 0.1d$ (d ——較細一边軸的直径)。然而为了能使零件与軸肩靠紧,还应保証 $\rho < R$ (图 17-9, a) 或倒角尺寸。除此而外,軸肩的高度还应大于零件的圓角半徑 R 或倒角尺寸。

图 17-10 中为两种軸向固定的方案: a 是用双螺母来固定軸上零件,此时最好采用細牙螺紋,以免过多地削弱軸的强度; b 是用定位套筒来固定齿輪(同时也固定軸承)的軸向位置。由于前一方案要在軸上切制出能引起很大应力集中的螺紋,故从强度方面比較,不如后一方案。但如两零件間距离較大,則所需的套筒較长;此时如仍采用后一方案,就要增大結構的重量。

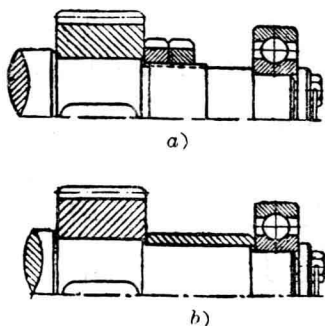


图 17-10. 两种軸向固定方案

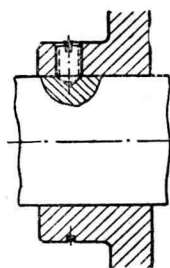


图 17-11. 用紧定螺釘作軸向固定

当軸向力很小时,可以用紧定螺釘(图 17-11)或开口彈簧推力环(图 17-12)作軸向固定。

裝配在軸端的零件通常采用軸端螺母(图 17-8)、軸端压板(图 17-10)或开口彈簧推力环作軸向固定;若能保証零件上不产生朝向軸端的軸向力时,也可略去軸端固定,以簡化結構。

裝配在阶段形軸上的零件,用螺母或定位套筒作軸向固定时,应将承装零件的軸段作得比所装零件的寬度(或較长)略短一些(参看图 17-8 及 17-10),以便使所装零件的一端能与螺母或套筒相互靠紧。

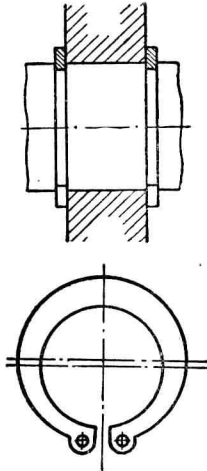


图 17-12. 用开口彈簧推力环作軸向固定

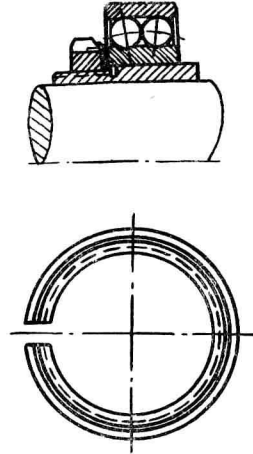


图 17-13. 用开口圓錐緊定套作軸向固定

光軸上零件的軸向固定可应用緊定螺釘(图 17-11)、开口圓錐緊定套(图 17-13)、整体軸环(图 17-14, a)或剖分軸环(图 17-14, b)、銷釘(参看 § 9-6)或夾緊联接(参看 § 10-6)等。用銷釘固定时,对軸的削弱較多,应避免使用。开口圓錐緊定套多用于球面滚动軸承的固定。夾緊联接易于調整位置,工作可靠性高,故应用漸广。

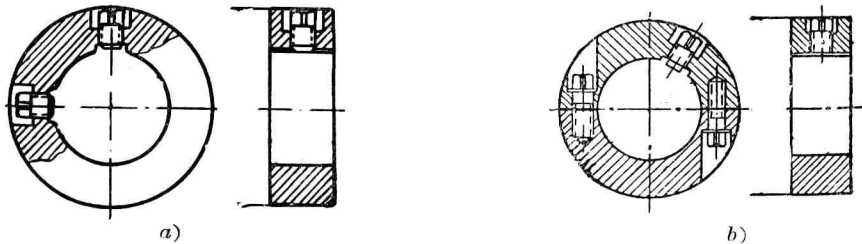


图 17-14. 用軸环作軸向固定

在进行轉軸的結構設計时,由于它是在变应力状态下工作,故应尽可能地从結構上提高它的抗疲劳强度。其基本方法是力求避免軸的剖面尺寸及剛度发生急剧的变化,以降低軸上的应力集中。

加大軸肩的圓角半徑即可降低軸肩处的应力集中。如果不能简单地加大圓角半徑而且軸肩高度又較大时,可采用下切圓角(图 17-9, b)来加大圓角半徑,但下切圓角不易磨削,故表面光洁度不高,因而应用較少。采用特殊形状的軸肩过渡(图 17-15)可以大大地降低应力集中,但由于

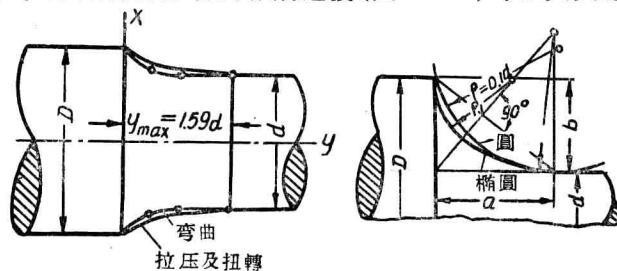


图 17-15. 特殊形状的軸肩过渡

过渡部分較长,須在这里加装隔离环 *A*(图 17-9, *c*)才能保証零件的軸向固定。

軸与輪轂用过盈配合联接时, 配合面兩端的应力集中情况 & 降低应力集中的几种結構措施已在 § 8-5 中簡要介紹, 其他的結構措施可參看[8]。

其他类如采用卸載槽(图 17-16 中的 *B*), 用盤銑刀代替端銑刀切制鍵槽(图 17-17), 花鍵处加粗外徑(图 17-18, *b*)代替直接在軸上切制花鍵(图 17-18, *a*) 等办法都可在相应的場合中避免軸的剛度发生急剧的变化, 因而也就能降低应力的集中。

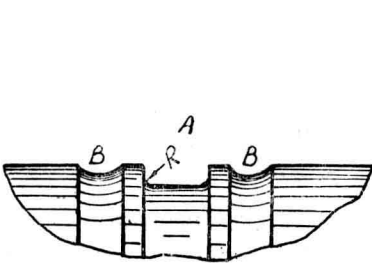
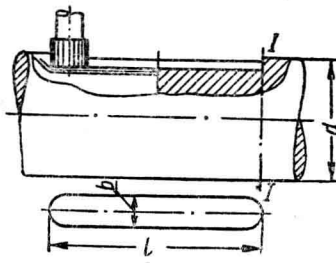
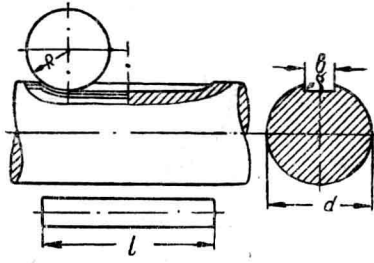


图 17-16. 卸載槽



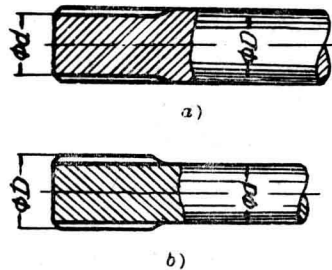
a) 端銑刀切制



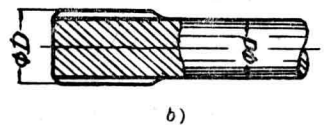
b) 盤銑刀切制

图 17-17. 两种鍵槽

从節約材料的观点来看, 应当尽量避免很窄的凸起軸肩, 以减小毛坯尺寸和机械加工的切削量(图 17-19)。



a)



b)

图 17-18. 两种花鍵軸結構

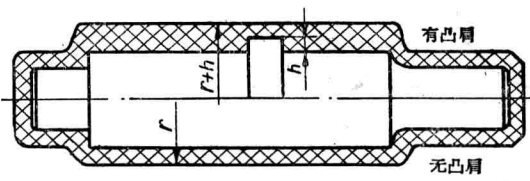


图 17-19. 結構对毛坯尺寸及切削量的影响

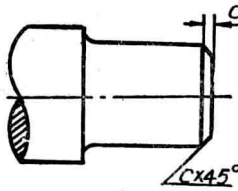


图 17-20. 倒角

为了提高加工生产率, 軸上切制螺紋旁应留有退刀槽, 須磨削的表面旁应留有退出砂輪的槽 (參看 § 5-3)。軸的长度如果很大时, 一方面要受到毛坯尺寸的限制, 另一方面加工时易于变形而影响精度。这时就应分段制造, 然后用联轴节或用頂鍛鐵粗的办法制出的凸緣联接在一起。

軸的头部常制出 45° 的倒角(图 17-20)以便于去掉毛刺及利于零件的装配。倒角的尺寸 *C* 根据軸徑自表 17-1 中选择。

表 17-1. 軸端倒角的尺寸 *C*

軸端直徑(毫米)	8~10	>10~18	>18~30	>30~50	>50~80	>80
倒角尺寸 <i>C</i> (毫米)	0.5	1	1.5	2	2.5	3 或更大

§ 17-4. 軸的計算

軸的計算准則是滿足軸的強度與剛度，必要時還應校核軸的振動。

(一) 軸的強度計算

軸的強度計算共分兩步：一是粗略的設計計算；一是精確的校核計算。

粗略的設計計算方法有：(1) 沒有周密考慮影響軸的強度的各種因素，只按傳遞的扭矩來進行的初步設計計算；(2) 當軸的載荷情況及支承情況均為已知時，按彎扭合成的理論來進行的初步設計計算。對於某些不重要的軸，後一方法亦可作為最後的計算。

精確的校核計算是在初步計算的基礎上，將軸的結構設計完成後，更為精確地考慮到影響軸的強度的各種因素（應力集中、尺寸影響、表面質量、腐蝕性介質等）而進行的計算。

茲將各種計算方法分述如下：

1. 按傳遞的扭矩進行初步設計計算

(1) 按扭轉強度計算 這種計算的強度條件是

$$M_K = 71620 \frac{N}{n} \leq W_p [\tau]_K; \quad (17-1)$$

式中 M_K ——軸上的扭矩，公斤厘米；

N ——軸所傳遞的功率，馬力；

n ——軸的轉速，轉/分；

W_p ——軸的抗扭轉剖面模數，厘米³；

$[\tau]_K$ ——軸的材料的許用扭轉剪切應力，公斤/厘米²。

對於圓剖面的軸： $W_p \approx 0.2d^3$ (d 為軸的直徑，厘米)；代入公式 (17-1) 後可得

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{71620}{0.2[\tau]_K} \cdot \frac{N}{n}} = A \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ 厘米}; \quad (17-2)$$

式中的 A 值系隨許用扭轉剪切應力而變化的係數，當用 45 或 50 號鋼時，可按下列推薦數值選取：

$A = 7 \sim 9$ 對於無軸向載荷的重載短軸；

$A = 10 \sim 11$ 對於無軸向載荷的低速中間軸；

$A = 12 \sim 14$ 對於無軸向載荷的多支點軸；

$A = 15 \sim 16$ 對於裝有圓錐或斜齒圓柱齒輪的軸；

$A = 17 \sim 18$ 對於蝸輪傳動、螺旋傳動以及有較大軸向載荷和振動的軸；

$A = 19 \sim 20$ 對於在工作中有巨大過載的軸（如挖泥機、碎石機等）。

在作齒輪減速器的設計時，小齒輪軸和大齒輪軸的 A 值可分別採用 (8.8~12.6) 和 (6.3~8.8)。 A 值選擇得恰當與否和總體結構的緊湊性相關。經驗指明，主動軸的 A 值應較從動軸的取得大些，相鄰兩軸的 A 值不宜相差過大。

與前述 A 值對應的許用扭轉剪切應力見表 17-2。

表 17-2. 与 A 值对应的 $[\tau]_k$ 值

A	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$[\tau]_k$ (公斤/厘米 ²)	1045	700	490	360	270	210	163	130	105	85	75	60	50	45

(2) 按扭轉剛度計算 对于那些可能在工作中发生扭轉振动的长軸或对扭轉變形有严格限制的軸,則可按扭轉剛度来进行初步計算。其計算公式为

$$\varphi = \frac{M_k}{G} \frac{L}{J_p} \leq [\varphi], \tag{17-3}$$

- 式中 φ ——扭轉角,弧度;
 M_k ——軸上的扭矩,公斤厘米;
 L ——軸的計算长度,厘米,通常取为 100 厘米;
 J_p ——軸的剖面的极慣性矩,厘米⁴;
 G ——材料的剪切彈性模数,公斤/厘米²。

对于直徑为 d 的圓剖面的軸, $J_p = \frac{\pi d^4}{32}$ 厘米⁴; 对于鋼材, $G = 800000$ 公斤/厘米²; 若扭轉角的大小以度来表示,則 $\varphi = \varphi^\circ \frac{\pi}{180^\circ}$ 。將以上諸关系代入公式(17-3)整理后可得

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{71620 \times 100 \times 32 \times 180 N}{800000 \pi^2 n [\varphi^\circ]}} = A' \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = B \sqrt[4]{M_k}; \tag{17-4}$$

式中 A' 与 B 的数值随給定的 $[\varphi^\circ]$ 值的不同而异,見表 17-3。

表 17-3. 与 $[\varphi^\circ]$ 对应的 A' 及 B 值

$[\varphi^\circ]$	1/4	1/2	1	1.5	2	2.5
A'	12	10	8.5	7.7	7.2	6.8
B	0.73	0.62	0.52	0.47	0.44	0.42

对于中等尺寸的軸($d = 50 \sim 80$ 毫米),常推荐采用 $[\varphi^\circ] = 0.5^\circ/100$ 厘米。但是实践証明,一般扭轉振动并不严重的軸,当 φ 角大大超过推荐值时,仍然不会引起不良的后果。故这种方法也只能作为初步估計軸的直徑用的近似方法。

2. 按弯扭合成的强度进行初步設計計算

这种計算方法較前述的要精确些。在計算时,首先应繪出軸的計算簡图(图 17-22),即根据机器的結構确定軸的长度和軸上零件的位置,并附有載荷作用的簡图。在繪制这种簡图时,通常是把軸当作可动鉸鏈双支点的梁。这种假定对于一个軸承上只有一个滚动軸承,或虽是两个軸承但有自位能力的情况是足够精确的。如果同一軸承处有两个滚动軸承而且沒有自位能力,則应将跨度外的那一个軸承不計,而將靠內面的軸承当作鉸鏈支承。对于位在軸端的滑动軸承,

这种假想支承的位置取如图 17-21 所示, 即取其位置距轴承內端为 $0.5d$ 之处 (d 为軸頸直徑), 但不小于軸承长度的 25~35%。

軸上的載荷是通过傳动零件傳遞来的。它的大小应根据傳动零件的受力分析来确定; 它的分布情况, 如果通过分析可以掌握, 則应按分析結果考虑; 否則可視為作用于零件中間处的集中力。軸所承受的扭矩則被視為作用于零件的中間处。

作用在不同平面中的載荷, 都应分解为作用于两个相互垂直平面內的力(图 17-22, b); 这样便于确定支点反力和构成弯矩图。

通过力的分析, 即可繪制軸的弯矩图(图 17-22, c、d 及 e)与扭矩图(图 17-22, f), 以及进行弯扭合成的計算, 这样就能确定軸在每一剖面处的受力情况, 从而初步判断軸的危險剖面, 并采用下述方法計算軸的直徑。

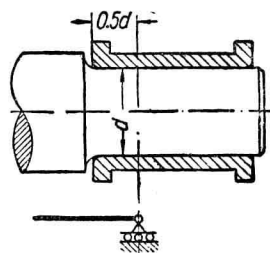


图 17-21.

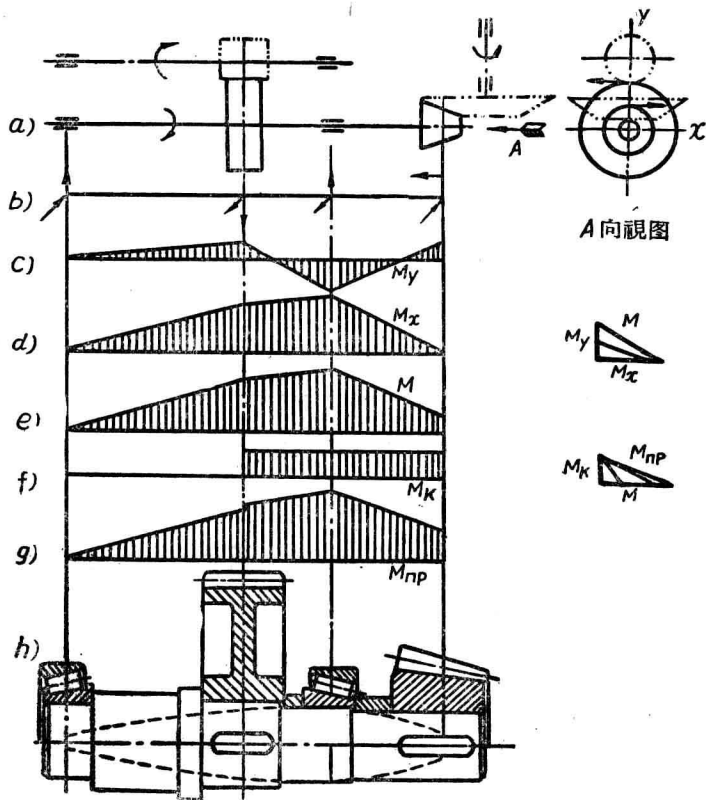


图 17-22.

按照第三强度理論, 对于圓剖面軸的任一剖面的强度方程式均可写为

$$M_{np} = \sqrt{M^2 + (\alpha M_R)^2} \leq 0.1(1 - \beta^4)d^3[\sigma]_n, \quad (17-5)$$

則軸的直徑为

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0.1(1 - \beta^4)[\sigma]_n}}; \quad (17-6)$$

式中 M_{np} ——当量弯矩, 公斤厘米;

M ——軸上某剖面承受的弯矩, 公斤厘米;

M_k ——軸上某剖面(即 M 所作用的剖面)承受的扭矩, 公斤厘米;

α ——考虑扭矩与弯矩所引起的应力变化特性的差异的較正系数;

d ——軸上某剖面(即 M 及 M_k 所作用的剖面)的直径, 厘米;

$\beta = \frac{d_1}{d}$, 其中 d_1 为圆剖面空心軸的内径; 对于实心軸 $\beta = 0$;

$[\sigma]_n$ ——軸的材料的許用弯曲应力, 公斤/厘米²。

軸的材料的許用弯曲应力随载荷及应力性质的不同而异; 見表 17-4。

表 17-4. 計算心軸与轉軸时的許用弯曲应力, 公斤/厘米²

材 料	强度极限 σ_B (公斤/厘米 ²)	$[\sigma]_{nI}$	$[\sigma]_{nII}$	$[\sigma]_{nIII}$
碳 鋼	4000	1300	700	400
	5000	1700	750	450
	6000	2000	950	550
	7000	2300	1100	650
合 金 鋼	8000	2700	1300	750
	10000	3300	1500	900
鑄 鋼	4000	1000	500	300
	5000	1200	700	400
鑄 铁	4000*	650	350	250

* 系鑄铁的弯曲强度极限。

轉軸的弯曲应力都是对称循环应力; 而扭轉剪切应力在一般情况下, 从理論上讲可以认为是不变的靜应力, 但实际上由于机器運轉不均匀, 以及不可避免的扭轉振动的存在, 它是有变化的; 因而为了安全計, 常假定它是脉动循环的变应力; 故公式(17-5)及(17-6)中的許用弯曲应力可取为 $[\sigma]_{nIII}$, 而 α 則取为

$$\alpha = \frac{[\sigma]_{nIII}}{[\sigma]_{nII}}.$$

对于心軸, 应取公式(17-5)中的 M_k 为零; 当心軸旋轉时, 許用弯曲应力应取为 $[\sigma]_{nII}$; 如不旋轉时, 則取为 $[\sigma]_{nII}$ 。

3. 按疲劳强度的精确校核

如前所述, 这种校核計算的实质在于确定在变应力情况下軸的安全程度。在初步計算的基础上, 經过軸的結構設計后得出軸的实际外形(图 17-22, h , 虛綫表示理論外形); 从而确定一个或几个危險剖面, 按公式(4-54)决定安全系数計算值 n' , 并应稍大于或至少等于規定的安全系数。即

$$n' = \frac{n_\sigma' n_\tau'}{\sqrt{n_\sigma'^2 + n_\tau'^2}} \geq n. \quad (17-7)$$

如仅有法向应力时, 应满足

$$n_\sigma' = \frac{(\sigma_{-1})d_0}{(K_{D\sigma})\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \geq n; \quad (17-8)$$

仅有扭转应力时, 应满足

$$n_\tau' = \frac{(\tau_{-1})d_0}{(K_{D\tau})\tau_a + \psi_\tau \tau_m} \geq n. \quad (17-9)$$

公式(4-54)系用于塑性材料。如为低塑性或脆性材料, 在弯扭联合作用时, 因其极限应力图不是椭圆而是接近于一条直线, 故安全系数的计算式及所应满足的条件为

$$n' = \frac{n_\sigma' n_\tau'}{n_\sigma' + n_\tau'} \geq n. \quad (17-10)$$

以上诸式中的符号已在第四章内说明, 并根据第四章中附录的资料求得, 此处不再重复; 安全系数值可按下述情况选取:

$n = 1.3 \sim 1.5$ 材料均匀, 载荷与应力计算精确;

$n = 1.5 \sim 1.8$ 材料不够均匀, 计算精确度较低;

$n = 1.8 \sim 2.5$ 材料均匀性及计算精确度很低, 或尺寸很大的转轴($d > 200$ 毫米)。

对于应力循环的不对称性很大或具有短时过载很大的轴, 还应当校核其抵抗塑性变形的安全系数, 此时公式(17-7)中的 n_σ' 与 n_τ' 分别代以

$$n_{T\sigma}' = \frac{\sigma_T}{\sigma_m + \sigma_a} \quad (17-11)$$

$$n_{T\tau}' = \frac{\tau_T}{\tau_m + \tau_a} \quad (17-12)$$

式中 σ_T ——屈服极限; τ_T ——剪切屈服极限。

对于塑性材料, 静强度安全系数 n 值见表 17-5; 如载荷和应力无法准确计算时, 可将表中 n 值加大 20~50%。

表 17-5. 静强度安全系数 n 值

$\frac{\sigma_\tau}{\sigma_B}$	0.45~0.55	0.55~0.7	0.7~0.9	铸 件
n	1.2~1.5	1.4~1.8	1.7~2.2	1.6~2.5

(二) 轴的刚度计算

如果轴的刚度不够, 在工作中将会产生过分的变形而影响轴上零件的工作质量。例如破坏了齿轮的啮合情况, 使轮齿接触不良而产生过大的载荷集中; 又如由于轴的变形而使滑动轴承产生不均匀的严重磨损, 或使滚动轴承的内外圈过度歪斜以致转动不灵等等。为此, 轴必须具有足够的刚度。

轴的刚度分为弯曲刚度与扭转刚度两种。前者以挠度或偏转角来度量; 后者以扭转角来度

量。軸的变形可按材料力学中的公式和方法計算,各种变形的允許量見表 17-6。

表 17-6. 軸的变形允許量

載 荷	变 形	符 号	变 形 允 許 量
弯 矩	一般轉軸的最大撓度	y_{max}	$[y_{max}] = (0.0002 \sim 0.0003) L$ (L —軸的跨距)
	安装齿輪处軸的撓度	y	$[y] = (0.01 \sim 0.02) m_n$ (m_n —齿輪的法面模数)
	异步电动机轉子軸的最大撓度	y_{max}	$[y_{max}] = 0.1\delta$ (δ —轉子与定子間的空气間隙)
	安装齿輪处軸的偏轉角	θ	$[\theta] = 0.001$ 弧度
	滑动軸承处軸的偏轉角	θ	$[\theta] = 0.001$ 弧度
	向心球軸承处軸的偏轉角	θ	$[\theta] = 0.01$ 弧度
	球面軸承处軸的偏轉角	θ	$[\theta] = 0.05$ 弧度
扭 矩	重型机床走刀軸的扭轉角	φ	$[\varphi] = 5' / \text{米}$
	起重機傳动軸的扭轉角	φ	$[\varphi] = 15' \sim 20' / \text{米}$

必須指出,表 17-6 中規定的数值都是概略的,只能用于粗略的計算中。对于重要的情况,应当根据零件的变形对机器工作性能的影响程度,用計算或实验的办法来确定該零件的变形允許量。

(三)軸的振动計算的概念

軸是一个彈性体,当其旋轉时,由于軸和軸上零件的材料組織不均,或制造有誤差、安装不正确、对中不良好等,就要产生以离心力为表征的干扰外力,从而引起了强迫振动。当强迫振动的頻率与軸的自然振动頻率相重合时,就出現了共振現象;此时,在理論上說軸的变形将无限增加,实际上亦将增加到极大的数值,以致造成了軸的破坏。

当軸由于傳遞功率而产生扭轉变形时,将要产生扭轉振动;在一定的条件下,也要产生对軸有着破坏作用的扭轉共振。因此,对于那些在高速情况下工作的軸进行振动計算就十分必要。計算的目的則在于使軸的工作轉速 n 避开軸的临界轉速 n_{kp} , 亦即使 n 不等于、而且不靠近于任一阶临界轉速。当軸的轉速低于它的临界轉速时称为剛性軸,反之則称为撓性軸、后者的优点是尺寸比前者小,但在起动时,应使軸以极短暫的时间越过它的临界轉速。在实际应用上,通常使

$$n \leq (0.75 \sim 0.80) n_{kp1} \text{ (对于剛性軸);} \tag{17-13}$$

$$1.4 n_{kp1} \leq n \leq 0.7 n_{kp2} \text{ (对于撓性軸);} \tag{17-14}$$

式中 n_{kp1} 及 n_{kp2} 为軸的第一阶及第二阶临界轉速。

在具体計算时,諸如临界轉速的求得以及变剖面軸和多質量軸(即装有多个工作輪的軸)的轉化等問題,可参考專門文献。

§ 17-5. 傳动軸概述

傳动軸通常都是剖面不变的光軸,而且往往是多支点軸。在設計时,如果在整个跨距間,傳遞功率的降低量不超过 10~15 馬力时,軸的直徑一般不予改变。为了減輕所受的弯矩,应将軸上的零件安装得尽量地靠近軸承。

应用傳动軸便于形成很长的傳动綫。但是在这种集中傳动的系統中，如有某一部分需要停歇或修理时，就要导致功率的浪費，甚至迫使整个傳动綫停止工作，这样就造成了不可避免的经济損失。因此应力求避免采用长的傳动綫。同时由于个别傳动的装置已經获得很大的发展，故应用傳动軸的場合已日漸减少；但在一些小型工厂或車間中目前仍有所应用。

在計算傳动軸时，可利用公式(17-2)和(17-4)。当应用公式(17-2)时，則應該考虑到弯曲的影响，而將許用扭轉剪切应力酌量予以降低。例如当軸的材料为 G4 时，可取 $[\tau]_K=120\sim 200$ 公斤/厘米²。

§ 17-6. 鋼絲軟軸概述

鋼絲軟軸又名鋼絲撓性軸，它是由多組鋼絲分层卷繞而成的(图 17-23)。卷繞时，鋼絲一圈紧接一圈，并且一层用右旋，再一层則用左旋。繞完后可将撓性心杆抽出，亦可让它留下。当外层为右旋时称为右向軟軸；左旋时称为左向軟軸。从主动端观察，鋼絲軟軸的轉动方向必須与外层鋼絲的卷繞方向相反。如果軸的轉向时左时右，那就应当根据扭矩增加 30% 后的計算結果来选定軟軸的直徑。

鋼絲軟軸上套着一层护套。它是軟軸的彈性支承，并用来避免軟軸与护套外面的零件发生摩擦和磨損，以提高軟軸的寿命和强度；增加軟軸弯曲时的稳定性；防止尘埃、湿气等对軟軸的侵蝕；并且便于应用和操作。有关护套的結構型式见图 17-24。

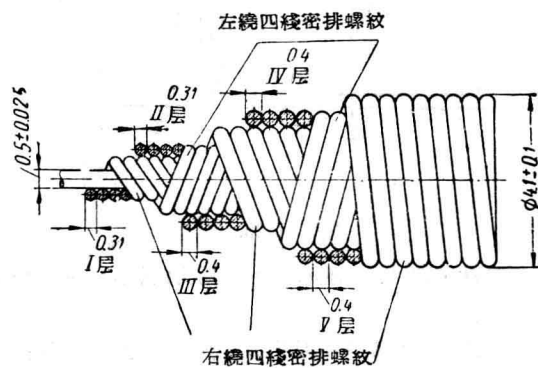


图 17-23. 鋼絲軟軸

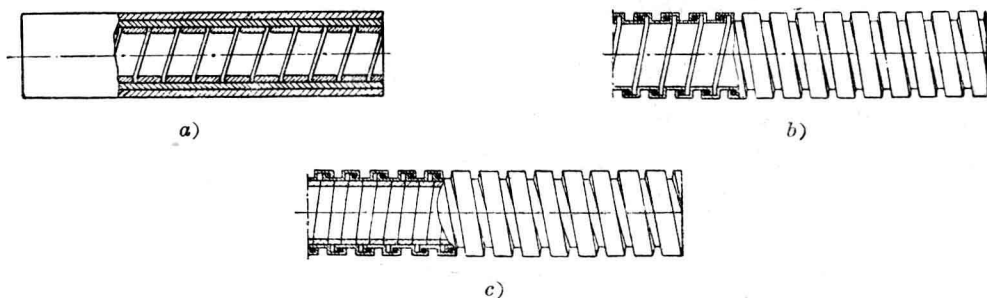


图 17-24. 护套:

a—具有內螺旋綫的标准織成护套； b—帶有石棉密封的鋼帶制 B1-C-A 型护套，帶有棉織品密封的鍍鋅鋼帶制 P3-II-X 型护套，帶有棉織品密封的鍍鋅鋼帶制 B1-II-X 型护套； c—帶有棉織品密封及由压延鋼絲組成螺旋綫的鍍鋅鋼帶制 B2-II-X 型护套

选用鋼絲軟軸时，应同时兼顧强度、撓曲性、扭转变形、振动以及联接方法的可靠性等問題。

例 題

二級展开式斜齿圓柱齒輪減速器(图 17-25)中的齒輪参数如表 17-7 所示。高速軸 I 与电动机相联，其轉向沿 A 視之為逆时針方向。各齒輪的斜向暫如图所示。齒輪端面与減速器內壁間的距离为 20 毫米。設計中間軸 II，