

高等学校教学用书

机械零件

JIXIE LINGJIAN

下 册

西北工业大学机械原理及机械零件教研组编

人 民 教 育 出 版 社

高等学校教学用书



机 械 零 件

JIXIE LINGJIAN

下 册

西北工业大学机械原理及机械零件教研组编

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在党的“教育为无产阶级政治服务,教育与生产劳动相结合”的教育方针的指引下,吸取了过去几年来教学上的经验和教训,由集体编写而成的。它主要供高等工业学校机械类各专业使用。

本书共包括20章,分三册出版:上册—1~9章;中册—10~14章;下册—15~20章。本书为下册,内容包括:轴;滑动轴承;滚动轴承;联轴器;弹簧;润滑剂及润滑装置。

本书不仅可作为高等工业学校机械类各专业的教材,同时也可供其他专业及一般机械设计人员参考。

机 械 零 件

下 册

西北工业大学机械原理及机械零件教研组编

人民教育出版社出版

高等学校数学用书编辑部
北京宣武门内大街27号

(北京市书刊出版业营业登记证出字第2号)

国家统计局印刷厂印装

新华书店科技发行所发行

各地新华书店经售

统一书号 15010·985 开本 787×1092 1/16 印张 10 6/8 插页 2

字数 227000 印数 00001—20,000 定价(7) 1.10

1961年1月第1版 1961年2月北京第1次印刷

下册目录

第四篇 轉动零件

第十五章 軸.....363

- § 15-1. 軸的用途及分类.....363
- § 15-2. 軸的材料.....365
- § 15-3. 軸的結構設計.....366
- § 15-4. 軸的設計計算.....371
- § 15-5. 傳動軸概述.....377
- § 15-6. 鋼絲軟軸的選擇.....378

参考书刊.....382

第十六章 滑动軸承.....383

- § 16-1. 概述.....383
- § 16-2. 向心滑动軸承的构造.....383
- § 16-3. 軸承中的摩擦.....386
- § 16-4. 軸瓦及軸承衬.....387
- § 16-5. 液体摩擦的流体动力潤滑理論的概述
及应用.....396
- § 16-6. 液体摩擦向心軸承的計算.....401
- § 16-7. 非液体摩擦向心軸承的設計.....408
- § 16-8. 推力軸瓦及推力軸承.....410
- § 16-9. 軸承潤滑剂及潤滑方法的选择.....414
- § 16-10. 流体靜力潤滑理論概述及气体潤滑軸承.....416
- § 16-11. 改善滑动軸承的研究方向.....417

参考书刊.....418

第十七章 滚动軸承.....419

- § 17-1. 概述.....419
- § 17-2. 滚动軸承的主要类型、构造、性能和用途.....425
- § 17-3. 滚动軸承的工作情况及計算要素.....433
- § 17-4. 滚动軸承的选择.....437
- § 17-5. 滚动軸承的裝置和軸承組合的設計.....445
- § 17-6. 潤滑和密封裝置.....452
- § 17-7. 土法制造的滚动軸承.....455

参考书刊.....457

第十八章 联轴器.....459

- § 18-1. 概述.....459
- § 18-2. 固定式刚性联轴器.....461
- § 18-3. 可移式刚性联轴器.....463
- § 18-4. 彈性联轴器.....466
- § 18-5. 牙嵌式离合器.....472
- § 18-6. 摩擦离合器.....473
- § 18-7. 安全联轴器.....479
- § 18-8. 具有特殊功用的联轴器.....480
- § 18-9. 离合器的操纵裝置.....482

参考书刊.....487

第五篇 其他零件

第十九章 彈簧.....489

- § 19-1. 概述.....489
- § 19-2. 圆柱形螺旋彈簧的基本几何关系、制法、
材料及許用应力.....492
- § 19-3. 圆柱形拉伸、压缩螺旋彈簧的結構、設計
与計算.....497
- § 19-4. 圆柱形扭轉螺旋彈簧的結構、設計与計算.....507
- § 19-5. 圆柱形螺旋彈簧設計計算的补充說明.....510
- § 19-6. 板彈簧概要.....511

参考书刊.....512

第二十章 潤滑剂及潤滑裝置.....513

- § 20-1. 概述.....513
- § 20-2. 潤滑油的主要性質、品种及選擇原則.....514
- § 20-3. 潤滑脂的主要性質、品种及選擇原則.....520
- § 20-4. 潤滑方法分类和潤滑裝置、潤滑系統的
選擇原則.....522
- § 20-5. 潤滑裝置.....523

参考书刊.....530

第四篇 轉动零件

第十五章 軸

§ 15-1. 軸的用途及分类

軸是用来确定机器中各个轉动部分的几何軸綫的零件。一切作旋轉运动的零件都要安装在軸上才能实现其旋轉运动;因而軸在机器中的作用就是支持旋轉零件及傳遞扭矩。

任何一根軸都可以看作是一根具有一定剖面形状、并被支承于一种专门装置(即所謂“轴承”)上的梁。軸上被支承的部分(即被轴承所包围的部分)叫軸頸;軸上安装傳动零件(如齒輪、皮帶輪等)的部分叫軸头。

由于軸的加工方法、支承方式、安裝程序、受力状况以及軸上傳动零件的固定方法等的不同,軸的結構形式也就隨之各异。这些問題將在 §15-3 中闡述。

根据軸所承受的載荷不同,軸可分为:心軸、轉軸和傳动軸三类。心軸只起支承作用而不傳遞扭矩,因此它只承受弯矩的作用。图 15-1 所示是随着傳动零件一起旋轉的轉动的心軸;图 15-2 所示則为不隨傳动零件旋轉的固定的心軸;后者在工作时弯曲应力的方向不变,因而工作状况較前者为佳。轉軸主要用来傳遞机械能,它既受弯矩又受扭矩。傳动軸則主要是承受扭矩。

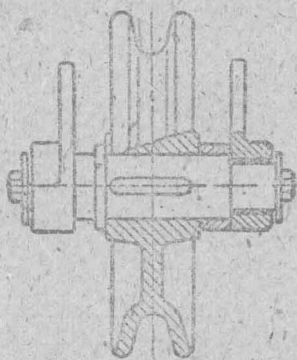


图 15-1

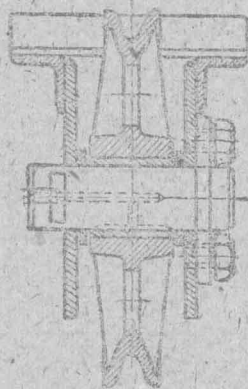


图 15-2

按照軸綫形式或剖面形状的不同,軸还可分为:直軸和曲軸(图 15-3);实心軸和空心軸(图 15-4);以及剖面很少变化或毫无变化的光軸(图 15-2)和剖面大小成阶梯状变化的阶形軸(图 15-3 及 15-4)等。

曲軸可以将旋轉运动改变为往复直綫运动或相反,多应用于往复式的动力机械及一些专门设备中(如鍛压设备)。

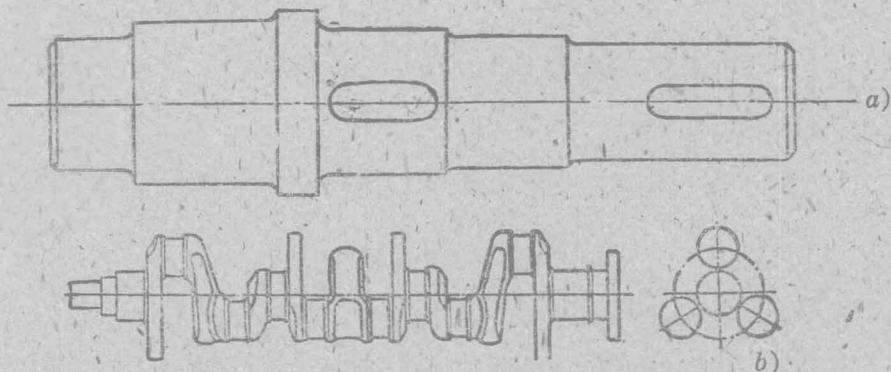


图 15-3.



图 15-4.

在減輕機器的重量具有重大意義的場合下，例如在航空發動機中，空心軸的應用是十分必要的：這時軸的抗扭轉強度比同尺寸的實心軸削弱了 $\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^4$ ，而重量則減輕了 $\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2$ 。（此處 d_1 ——空心軸的內徑； d_2 ——空心軸的外徑，即公稱直徑。）從表 15-1 中可以看出，當 $\frac{d_1}{d_2} = \frac{1}{1.6} - \frac{1}{1.25}$ 時，抗扭轉強度雖然削弱得很多，但這時重量的減輕則更為顯著，只要採用高強度鋼即可彌補強度的削弱。不過應該注意的是，儘管軸的內表面上的應力遠小於外表面上的應力，但內表面上的加工缺陷仍會迅速地導致軸的疲勞破壞；因此採用空心軸時，必須從技術上和經濟上經過充分的論證，以評定其是否適當。

表 15-1. $\frac{d_1}{d_2}$ 值對軸的抗扭轉強度及重量的影響

d_1/d_2	1/4	1/3	1/2	1/1.6	1/1.4	1/1.25
抗扭轉強度的削弱%	0.39	1.23	6.25	15.3	26	41
重量的減輕%	6.25	11.1	25	39	54	64

如所周知，軸的形狀愈簡單，則加工愈容易，造價亦愈便宜，機械加工的切削廢料和熱處理的廢品也就愈少。在這方面，光軸比階段形軸具有更大的優越性；同時造成應力集中的可能性也較少。雖然如此，但因在階段形軸上較易裝卸零件，並易于保證各零件對不同配合性質的要求，同時使軸上零件及軸的表面在裝卸過程中免受不必要的擦傷；因此，階段形軸的應用仍是極為廣泛的；對於那些重要的轉軸，則尤為如此。

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（圖 15-5）是用來在任意角度下傳遞扭矩及運動的；在裝配車間或某些儀器的操縱系統中常能見到（圖 15-6）。有關它的結構和工作特性將在§15-5 中介紹。

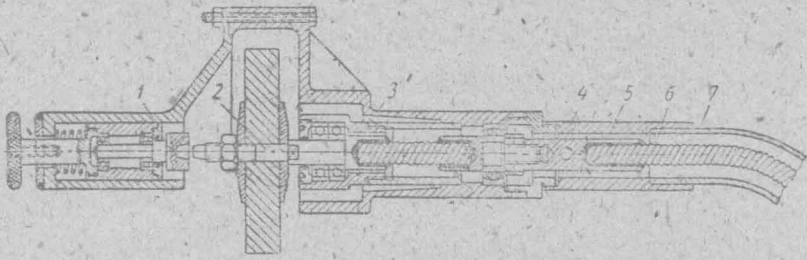


图 15-5. 清理大铸件用的磨床主轴传动图:

1—具有主轴左支承的壳体; 2—主轴; 3—具有主轴的弹性支承的壳体;
4—接头; 5—护套配件; 6—钢丝绳软轴; 7—护套。

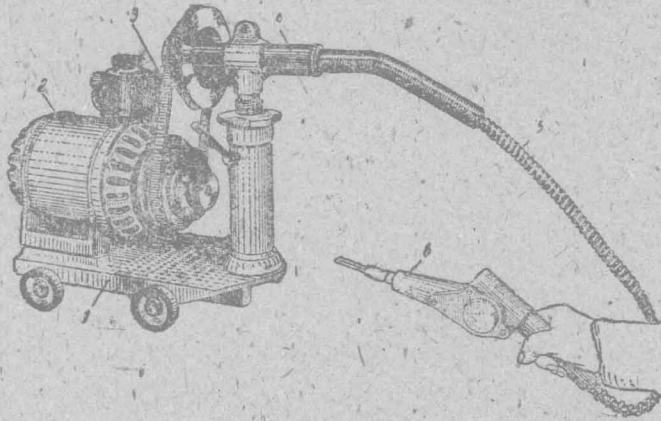


图 15-6. 电力驱动刮削机:

1—小車; 2—电动机; 3—三角皮带传动; 4—刮轴; 5—钢丝绳软轴; 6—刮削工具。

§ 15-2. 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较低, 同时也可用热处理或热化学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、Cr. 3、Cr. 4、Cr. 5 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, 因此在传递大动力并要求减轻重量和提高軸頸的耐磨性时, 常是优先采用合金鋼。常用的合金鋼有: 12XH2、12XH3、20X、40X、35XM 及 18X2H4MA 等。

有关上述碳鋼和合金鋼的化学成分及机械性能, 可参看第三章中的資料。

必須指出: 在一般工作温度下, 各种碳鋼和合金鋼的彈性系数(拉压彈性系数 E 及剪切彈性系数 G) 均相差不多, 因此选定鋼的种类和决定鋼的热处理方法的因素是强度与耐磨性, 而不是軸的弯曲或扭轉剛度。但亦应当注意, 考虑到軸的剛度时, 选用低强度的鋼来制軸, 从而增大軸的剖面面积, 也是提高軸的剛度的方法之一。

近年来采用合金鑄鉄及球墨鑄鉄制軸的趋势已有所增长; 因为这类材料具有价廉、易于

得到更合理的形狀、高度的吸振性和耐磨性、對應力集中的敏感性較低、以及較小的熱膨脹系數等許多優點。然而鑄鐵制件的品質不易控制，這就大大降低了它的工作可靠性，因此，廣泛地採用這種材料來制軸，在目前仍受到一定的限制。

對於次要的、轉速很低的、或受力很小的情況，如無金属材料時，也可採用質地堅實且韌性較好的木材來制軸。這對於就地製造某些簡單的農業機械還是相宜的。

§ 15-3. 軸的結構設計

軸的設計問題主要有兩個方面：一是從強度、剛度、壽命、工作可靠性等方面出發的計算設計；另一則是從軸的外形和尺寸出發的結構設計。結構設計的好壞，不僅直接影響到軸的加工和軸上配合零件裝卸的難易，而且也影響到軸的疲勞強度和工作可靠性。

軸的結構主要取決於下列諸因素：軸上作用力的大小及其分布情況；安裝在軸上的零件的位置，安裝程序和它們的固定方法與要求；軸承的型式及其所在位置；軸的加工工藝等。

在進行軸的結構設計時，上述因素中，有一些是已知的，還有一些是要在設計過程中逐步明確的。一般說來，軸上所要安裝的諸零件的相對位置，以及作用力的大小和方向等，應是設計者事先已知或取定了的。當按照強度或剛度初步求得軸所必須的最大或最小剖面尺寸之後（這些計算方法將在 §15-4 中闡述），即可考慮上述因素，按照軸上安裝零件的位置，逐段決定軸的直徑、長度和相應的結構形狀。

由於在一般機械製造中主要是採用基孔制配合，因此當軸上裝有幾個配合性質不同的零件，特別是有過盈配合的零件時，為了便於裝配和保證裝配質量，這時多將軸制成階梯形的。只有對於那些簡單的心軸，或是某些特殊用途的轉軸才作成全長上具有同一公稱直徑的光軸。不過這時具有過盈配合的零件必須位於軸的端部，這樣既便於裝配，也可保證配合的要求和軸的表面狀況。

茲將有關常見的軸上各部分的結構型式及軸上所用的附件分述如下：

（一）軸的支承和軸上零件的周向固定

有關這方面的結構包括軸頸、軸肩、軸頭和鍵槽等。

● 軸頸和軸頭的直徑均應符合 TOCT6636-53 的規定；若用滾動軸承時，則軸頸直徑應與軸承的內徑尺寸相適應。

根據軸承在軸上所處位置的不同，軸頸可分為：端軸頸（圖 15-7, a）和中軸頸（圖 15-7, b）。按照軸承反力的方向，又可将軸頸分為：承受徑向作用力的普通軸頸（圖 15-7）和承受軸向作用力的推力軸頸（圖 15-8）。軸頸可以是圓柱體的、圓錐體的（圖 15-9）和球體的（圖 15-10）；其中以圓柱體的最簡單，應用亦最廣。圓錐形者用於必須消除由於磨損而形成的間隙時；球形者容許軸頸軸線對軸承軸線有不大的傾斜；這兩種軸頸在一般情況下用得很少。

當採用圓柱形軸頸時，為了使它與軸承的相對位置能夠固定，亦即受到軸向力時不致發生軸向竄動，常在軸頸處制成軸肩（圖 15-7）。

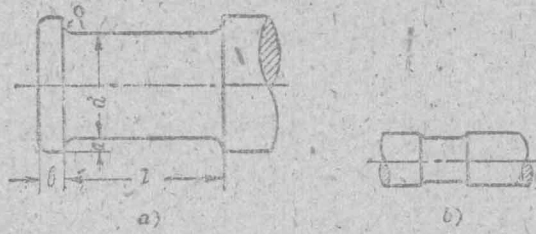


图 15-7.

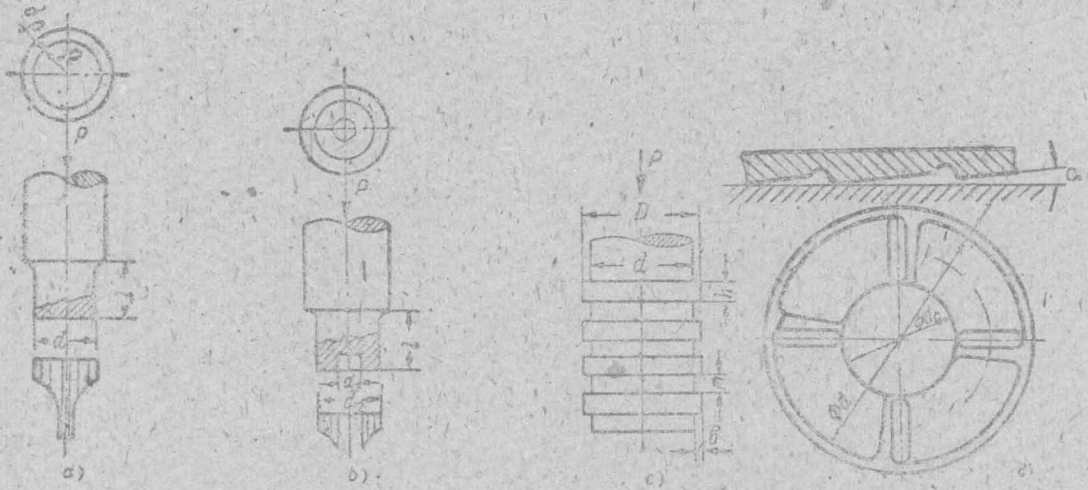


图 15-8.

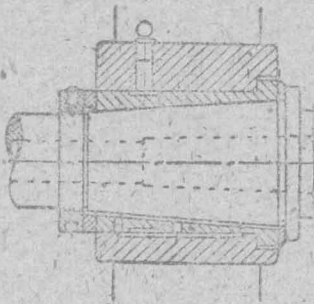


图 15-9.

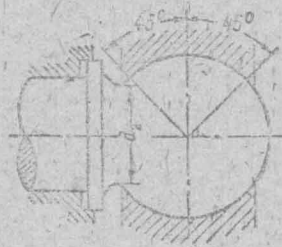


图 15-10.

在心轴或轉軸的兩端有兩個單軸肩的軸頸時，就可構成閉合的轉動付；亦即能承受双向的軸向力。當軸在重載荷下工作，并安裝在兩個軸承上時，採用上述結構型式可以保證自由彎曲；但若軸的長度較長，而且工作溫度又有變化時，兩端軸肩上的壓力將要過度增大。

在軸的一端具有雙軸肩的軸頸時，亦即構成了閉合的轉動付。但是在此種情況下，軸的彎曲受到限制，容易在軸承處形成彎勁情況，因而造成很大的磨損，甚至破壞。因此只有對於那些懸臂安裝的軸才採用這種結構（如單臂曲柄軸）。

當軸頸和軸直徑相同時，端軸頸可用軸肩或軸環來定位。軸環可用焊接或熱套的方法



图 15-11

安置在适当的位置,然后車削成最后的形状(图 15-11)。

采用車削軸肩时,就要增大加工費用,而且在車削中軸頸时,切断了材料的纖維,这样就会减弱軸的強度。因此,如果能不用軸肩就应尽量不用。此外,固定的軸肩給裝配带来了困难,尤其在中軸頸的情况下更是如此。有时由于軸肩的存在,使得非剖分式的零件无法安装。为了避免这种情况,可采用定位軸环,如图 15-12 所示。定位軸环是标准构件,其尺寸和紧定螺钉的尺寸均可由“机械零件手册”中查到。

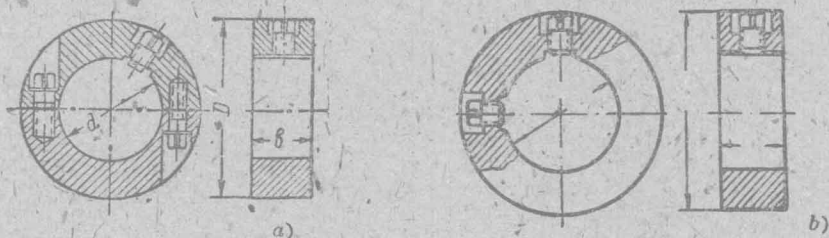


图 15-12

为了保证軸承能够靠紧定位面,在軸頸过渡到軸肩处通常都制成內圓角,其半徑 ρ 应較軸瓦(滑动軸承)或內座圈(滚动軸承)的外圓角半徑 R 为小。有关資料数据可自表 15-2 及表 15-3 中查得。表 15-3 的数据也适用于其他軸肩的过渡部分。若是为了避免过大的应力集中,或避免热处理时发生淬火裂縫的危險,可在过渡处采用下切圓角(图 15-13)或間环(图 15-14),借以保证平緩的过渡。

表 15-2. 軸頸內圓角和軸承衬的圓角半徑,毫米

d	19—28	30—46	48—55	58—68	70—100	105—110	115—150
ρ	1.5	2	3	3	4	5	6
R	2.5	3	4	4	5	6	8

表 15-3. 軸及軸套配合的圓角半徑,毫米

d	10—18	20—28	30—46	48—68	70—100	105—150	155—200	210—250
ρ	0.6	1.5	2	2.5	3	4	5	6
R	1	2	2.5	3	4	5	6	8

注 d ——軸或軸頸的直徑;

ρ ——軸或軸頸过渡部分的內圓角半徑;

R ——軸承衬或軸套的外圓角半徑。

推力軸頸的結構有实心的、环形的(图 15-8, b)、多环的(图 15-8, c)及扇形的(图 15-8, d)所示。有关它們的結構及性能将在 §16-8 中介绍。

軸头一般都是圓柱形的;但当軸头位于軸端时,也可制成圓錐形的(图 15-15),当軸头制成 K 形的、方形的、以及其他特殊形状时,就形成了所謂的无鍵联接。

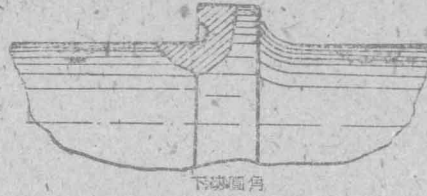


图 15-13.

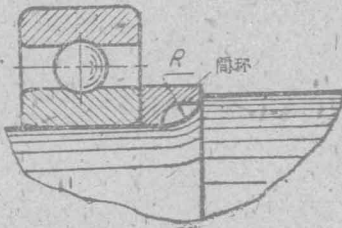


图 15-14.

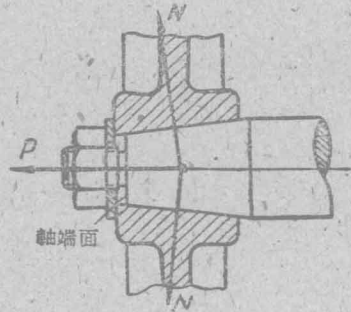


图 15-15. 圓錐形軸頭。

当采用鍵联接来实现軸上零件的周向固定时,由于在軸上开有鍵槽,从而削弱了軸的强度。为此应将計算所得的直径适当地加大,以弥补这种削弱。一般使用一个嵌入鍵时,軸的直径应增大 4%;开有两个鍵槽并沿周向互隔 120° 时,增大 7%;两鍵槽沿周向互隔 180° 或开有三个鍵槽时,增大 10%。

(二) 軸上零件的軸向固定及承受軸向載荷的裝置

軸上零件的軸向定位,除了借助上述肩环、軸肩及圓錐面等結構外,还可利用螺母、压板、套筒、卡环等附件来实现。其中螺母及套筒还可用以承受軸向載荷。

采用螺母及卡环固定时,軸上要切出螺紋及环形槽,如图 15-16, a) 及图 15-17 所示;这样就增加了导致应力集中的因素,降低了軸的抗疲劳强度。

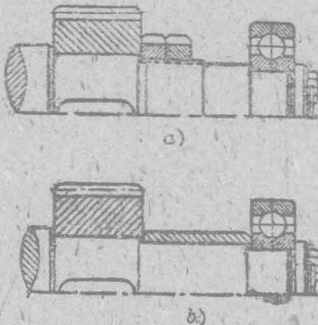


图 15-16.

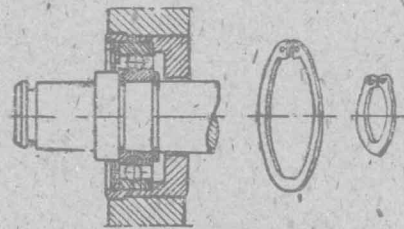


图 15-17. 固定卡环。

套筒是借助位置已确定了的零件来完成定位作用的,如图 15-16, b) 所示。采用这种結構可以避免象采用螺母那类結構所产生的缺点,但重量往往有所增大。

压板多用以固定軸端零件,如图 15-15 所示。这种結構的尺寸可由“机械零件手册”中查得。

单独采用上述结构只能使零件得到单向的軸向固定,若須双向固定时,則应綜合应用这些结构和装置。

(三) 便于装配和对中的结构型式

正如前面所述,采用阶段形軸是保証順利装配的主要途徑。为了便于選用軋制坯料和减少金属切削用量,阶段形軸的剖面直徑的变化应在保証工作、加工、装配等的条件下力求减小。

为了避免軸端因碰撞产生毛边而妨碍零件的装卸,端部常切成 45° 的倒角,这种倒角在装配零件时,还可以起引导的作用。倒角的尺寸亦可由“机械零件手册”中查出。

对于具有过盈配合的部分,为了便于装配,多将配合处的台阶边缘作成錐度約为 10° 的引导錐面;这种结构如图 15-20 中的 M 及 C 局部视图所示。

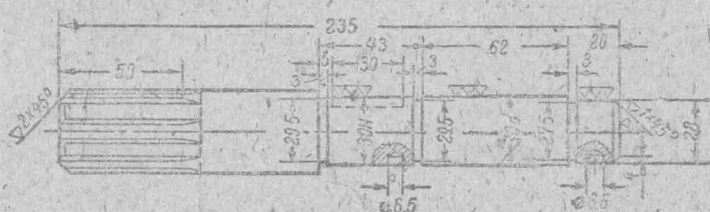


图 15-18.

如果在軸的同一公称直徑那部分上裝有不同配合要求的零件时,应在两种配合的交接处磨制一个深度为 0.2—0.25 毫米,宽度为 2—3 毫米的淺槽,以便檢驗;同时应当考虑便于装卸和适当地安置零件的位置。图 15-18 表示了这种结构形式。

花鍵联接的軸可以相对地提高軸的强度;并可保証良好的对中性;因此在高速重载荷的重要轉軸(例如航空发动机減速器和机床变速箱的轉軸)常采用这种结构。

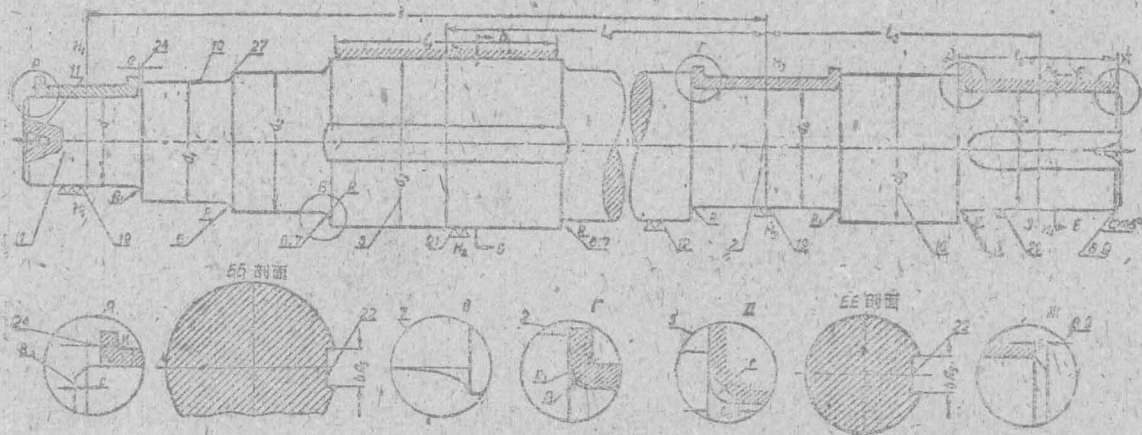


图 15-19.

除上述三个方面外,在进行軸的结构設計时,还应当考虑到加工問題。例如:在軸上切削螺紋时,就要有退刀槽(如图 15-16, a)所示,这样才能保証螺紋完整,确保固紧;在用砂輪

磨削时，亦应留出沟槽以便退出砂輪。有关这些部位的加工尺寸均可由“机械零件手册”中查得。

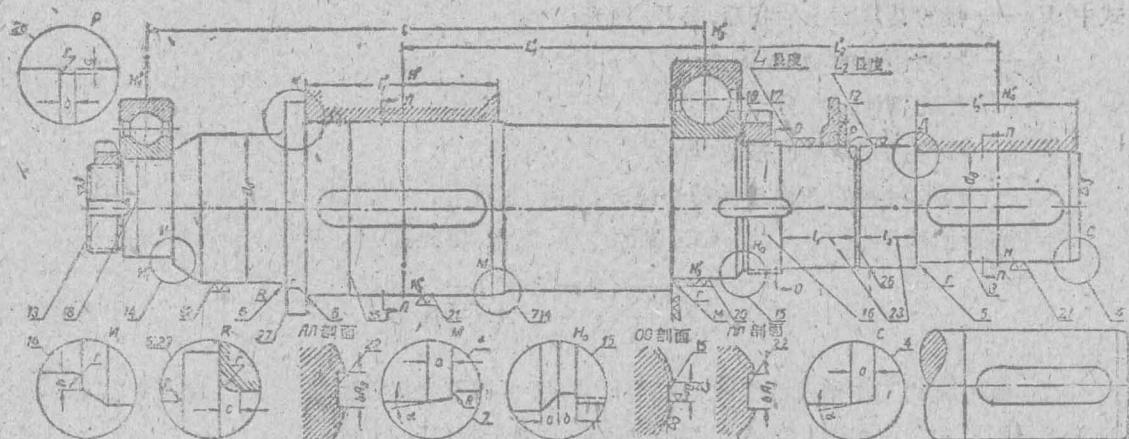


图 15-20.

总结以上所述,在图 15-19 及图 15-20 中分别给出了采用滑动轴承和滚动轴承的轴的结构实例以供参考。但轴的结构设计并非一、二实例所可概括的,因而应从有关的图册及实际机器中多加观察研究,并通过练习及设计实践,逐步掌握这方面的知识与技能。

§ 15-4. 軸的設計計算

如所周知,在一部机器中,如果由于轴的强度不足而发生了破坏,必将引起机器的失效;有时甚至引起整部机器的破坏。此外,如果由于轴的刚度不足而使变形超过了容许的范围时,则会严重地影响机器的工作质量。又如轴及轴上的零件的质量与轴的工作状况(如转速及载荷性质等)之间处于一定的关系时,轴将受到振动的影响及至破坏。所以轴的計算准则就是:轴的强度与刚度,必要时还应进行轴的振动校核。

(一) 離均強度計算

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。

粗略的設計計算是沒有周密考慮影响軸的强度的各种因素，只按軸所傳遞的扭矩進行初步設計計算；或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初步設計計算的方法。在這個基礎上即可進行軸的結構設計。對於某些不重要的軸這種方法亦可作為最後的計算。

精确的校核计算是在初步计算的基础上,将轴的结构设计完成后,再根据弯扭合成的理论和轴的载荷情况,更为精确地考虑到影响轴的强度的各种因素(应力集中,尺寸影响,表面质量等)而进行的计算。它是评定轴的安全程度的方法。

茲將各種計算方法分述如下：

1) 按扭轉強度計算

这种计算的强度条件是:

$$M_k = 71620 \frac{N}{n} = W_k [\tau]_k; \quad (15-1)$$

式中 M_k ——軸的某剖面上的扭矩, 公斤-厘米;

N ——軸所傳遞的功率, 馬力;

n ——軸的轉速, 轉/分;

W_k ——軸的抗扭轉斷面系數, 厘米³;

$[\tau]_k$ ——軸的材料的許用扭轉剪應力, 公斤/厘米²。

對於圓斷面的軸: $W_k = 0.2d^3$, d 為軸的直徑, 厘米, 將此式代入公式(15.1)後可得:

$$d = \sqrt[3]{\frac{71620}{0.2[\tau]_k} \cdot \frac{N}{n}} = A \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ 厘米}; \quad (15-2)$$

式中的 A 值隨軸的工作情況而變化; 在設計中一般可按下列推薦數值選取, 但亦應按實際情況靈活掌握。與 A 值相適應的許用扭轉剪應力列於表(15-4)中。

$A=7-9$ 對於無軸向載荷的重載短軸;

$A=10-11$ 對於無軸向載荷的低速中間軸;

$A=12-14$ 對於無軸向載荷的多支點軸;

$A=15-16$ 對於裝有圓錐或斜齒圓柱齒輪的軸;

$A=17-18$ 對於蝸輪傳動、螺旋傳動以及有軸向移動和振動的軸。

$A=19-20$ 對於在工作中有巨大過載的軸(挖泥機、碎石機等)。

表 15-4 的許用扭轉剪應力系就優質中炭鋼(45、50 號鋼)而制定的。該表有助學者建立系數 A 與許用扭轉剪應力間之關係概念, 從而在設計工作中正確地選用系數。

表 15-4.

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

在作齒輪減速箱的設計時, 齒輪軸和齒輪軸的 A 值可分別採用(8.8—12.6)和(6.3—8.8)。

對於那些可能在工作中發生扭轉振動的長軸, 則可從扭轉剛度的角度來進行初步計算, 其計算公式為

$$\varphi = \frac{M_k}{G} \times \frac{L}{J_p}; \quad (15-3)$$

式中 φ ——扭轉角, 弧度;

M_k ——軸的某剖面上的扭矩, 公斤-厘米;

L ——軸的計算長度, 厘米, 通常取為 100 厘米;

J_p ——軸的剖面的極慣性矩, 厘米⁴;

G ——材料的剪切彈性系數, 公斤/厘米²。

对于圓剖面的軸,当軸徑为 d 厘米时,

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} \text{ 厘米}^4$$

对于鋼材 $G = 830000$ 公斤/厘米²

若用度来表示扭轉角的大小,則

$$\phi = \varphi^\circ \frac{\pi}{180^\circ};$$

將以上諸关系代入公式(15-3)整理后,則得

$$d = \sqrt[4]{\frac{71620 \times 100 \times 32 \times 180 \times N}{830000 \pi^2 \times n \times \varphi^\circ}} = A' \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = B' \sqrt[4]{M_K}; \quad (15-4)$$

式中 A' 与 B' 的数值随給定的 φ 值而不同,列于表 15-5 中。

表 15-5.

φ°	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 ($d = 50-80$ 毫米) 常推荐采用 $\varphi^\circ = 1/2^\circ/100$ 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,仍然沒有引起不良的后果;就是对于那些承受变載荷而容易引起扭轉振动的长軸來說,这样計算亦不能够絕對保証軸的正常工作;因此这种計算方法有无必要是有疑問的。

2) 按弯扭合成的强度計算

这种計算方法較前述的扭轉强度計算要精确些。在計算时,首先应繪出軸的計算簡图;即根据机器的結構确定軸的长度和裝在軸上的零件的位置,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。这种假定对于一个支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。如果同一支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 15-21 所示;即取在与軸肩距离为 $0.5d$ 之处 (d 为軸頸直徑),但不小于軸承长度的 25—35%。

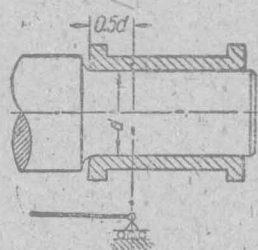


图 15-21.

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;这样便于确定軸承支反力和构成弯矩图。

通过力的分析,即可繪制軸所承受的弯矩与扭矩图,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,从而采用下述的計算方法进行設計計算。

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

$$M_{np} = \sqrt{M^2 + (\alpha M_K)^2} = 0.1 d^3 [\sigma]_n, \quad (15-5)$$

$$\text{或} \quad M_{np} = \sqrt{M^2 + (\alpha M_K)^2} = 0.1 \frac{d_1^4 - d_2^4}{d_2^3} [\sigma]_n; \quad (15-5a)$$

公式(15-5)适用于实心軸,公式(15-5a)适用于空心軸。

式中 M_{np} ——合成弯矩,公斤-厘米;

M ——軸上某剖面所承受的弯矩,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 ——将扭矩化为等效的弯矩的折合系数;

d ——軸上某剖面(即 M 及 M_K 所作用的剖面)的直径,厘米;

d_2, d_1 ——圓剖面空心軸的外徑和內徑;

$[\sigma]_n$ ——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載荷的不同及应力性质的不同而异;其值列于表 15-6 中。

表 15-6. 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_s , 公斤/厘米 ²	$[\sigma]_{nI}$	$[\sigma]_{nII}$	$[\sigma]_{nIII}$
碳 鋼	4000	1800	700	410
	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 鉄	4000	650	350	250
* 系鑄鉄的抗弯强度极限				

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,理論上可以认为是 不变的静应力,但实际上由于机器运转不均匀,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(15-5)及(15-5a)中的許用弯曲应力可取为 $[\sigma]_{nIII}$, 而 α 则取为:

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

对于心軸,除应取公式(15-5)或(15-5a)中的 M_K 为零外,当心軸旋轉时,許用弯曲应力

应取为 $[\sigma]_{\text{III}}$;如不旋轉时,則取为 $[\sigma]_{\text{III}}$ 。

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,即可根据受力分析相当精确地繪制出軸的弯矩图与扭矩图,从而确定一个或几个危險剖面,按本书第四章所述的計算方法来确定实际的安全因数。

当仅有法向应力时,应滿足

$$n'_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_{d_0}}{(K_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \geq n; \quad (15-6)$$

当仅有扭轉剪切应力时,应滿足

$$n'_\tau = \frac{(\tau_{-1})_{d_0}}{(K_\tau)_D \tau_a + \psi_\tau \tau_m} \geq n; \quad (15-7)$$

当在合成应力状态时:

对于塑性材料,应滿足

$$n' = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n'_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{n'_\tau}\right)^2}} \geq n; \quad (15-8)$$

对于低塑性或脆性材料,則应滿足

$$n' = \frac{n'_\sigma n'_\tau}{n'_\sigma + n'_\tau} \geq n. \quad (15-9)$$

以上諸式中的符号已在第四章內說明,此处不再重复;安全因数 n 值可按下述情况选取:

$n=1.3-1.5$ 材料均匀,載荷与应力計算精确;

$n=1.5-1.8$ 材料不够均匀,計算精确度較低;

$n=1.8-2.5$ 材料均匀性及計算精确度很低,或系尺寸很大的轉軸($d>200$ 毫米)。

在下列諸情况下, n 值应适当增大:

(1)軸的工作环境中有腐蝕性介质时;

(2)重要用途的軸,破坏后会引起重大事故时。

4) 提高軸的抗疲劳强度的途径

当通过精确校核而不能滿足軸的抗疲劳强度的預期要求时,采用更換高强度材料,或加大軸的剖面尺寸并不一定都是有利的。通常,經濟而又有效的办法可从下述两方面着手进行:

(1)結構方面 利用改善軸的結構形状,降低应力集中,使应力分布趋于均匀,这是最經濟最有效的提高軸的抗疲劳强度的方法。这方面的基本途径是:

(a)在剖面变化处使其过渡部分更为緩和。例如在軸肩处采用下切圓角(图 15-13),或用間环加大圓角半徑(图 15-14);亦可采用如图 15-22, b)的花鍵結構代替图 15-22, a)的結構。

(b)在不可避免的切口和尖銳的过渡部分的附近采用卸載沟槽;例如环槽(图 15-23),