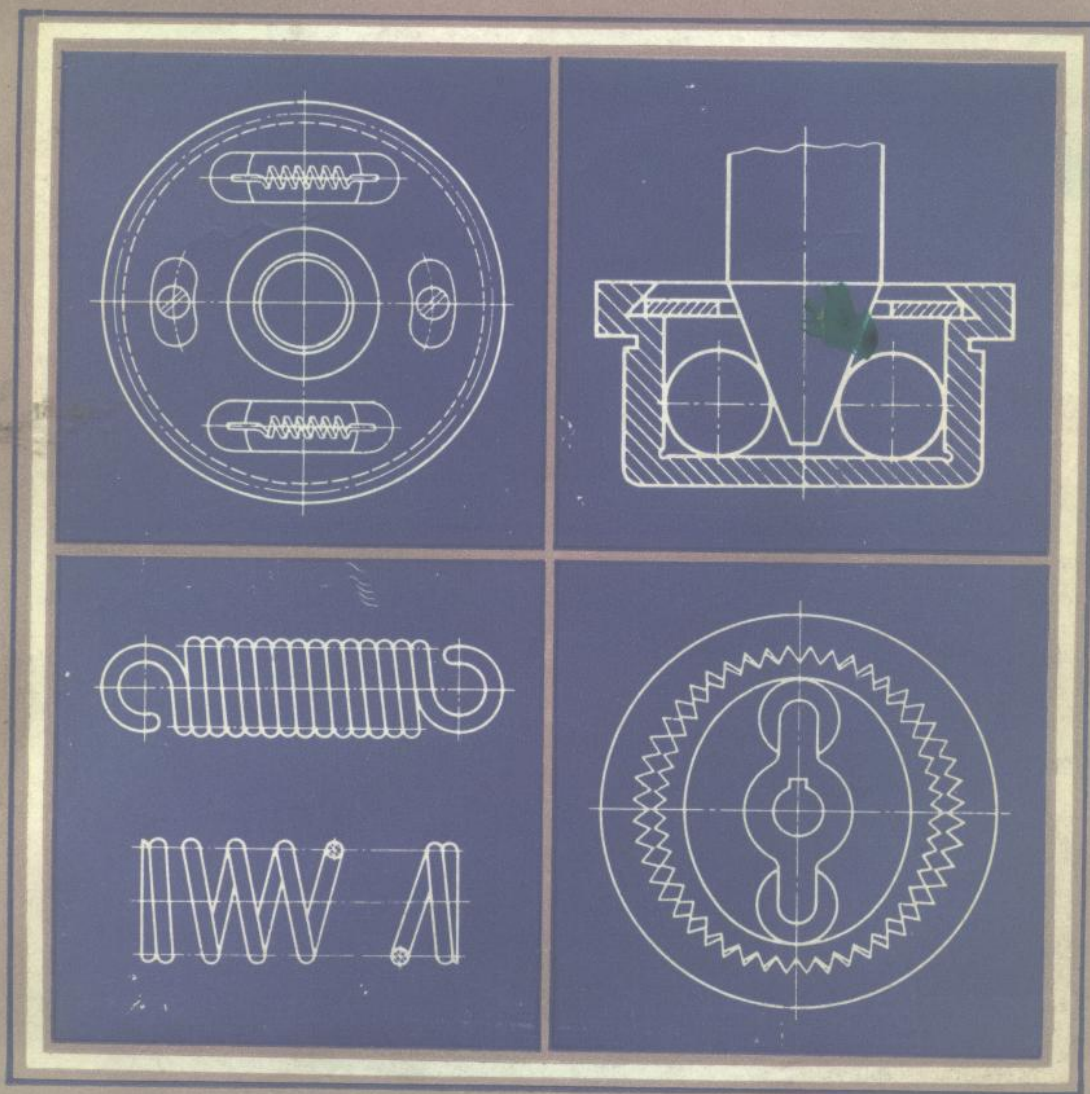


高等学校试用教材

精密机械零件

下 册

天津大学精仪系精密机械教研室编



人民教育出版社

高等学校试用教材

精密机械零件

下册

天津大学精仪系精密机械教研室编

人民教育出版社



本书对精密机械中常用零、部件的工作原理,适用范围、结构,以及设计计算方法等方面,均作了较为详尽的阐述。

全书除绪论外,共分六篇(总计二十章),分上下两册出版。下册包括:第四篇轴、联轴器、离合器,支承和导轨;第五篇其他部件(微动装置和锁紧装置,限动器和定位器,调速器,阻尼器,减震器,示数装置);第六篇联接(机械零件的联接,光学零件与机械零件的联接)。

本书可作为高等工业院校仪器类专业精密机械零件课程的试用教材,亦可供有关专业的师生及工程技术人员参考使用。

3284/65

高等学校试用教材

精密机械零件

下 册

天津大学精仪系精密机械教研室编

*

人民教育出版社出版

新华书店北京发行所发行

北京印刷三厂印装

*

开本 787×1092 1/16 印张 15 字数 344,000

1979年12月第1版 1983年3月第3次印刷

印数 17,001—19,60

书号 15012·0230 定价 1.30 元

目 录

第四篇 轴、联轴器、离合器、支承和导轨

第十章 轴、联轴器、离合器.....1	四、弹性摩擦支承.....65
一、概述.....1	五、流体摩擦支承.....72
二、轴.....2	六、精密轴系.....84
三、联轴器.....15	第十二章 导轨.....90
四、离合器.....23	一、概述.....90
五、几种特殊用途的离合器.....26	二、滑动摩擦导轨.....91
第十一章 支承.....29	三、滚动摩擦导轨.....102
一、概述.....29	四、弹性摩擦导轨.....117
二、滑动摩擦支承.....29	五、静压导轨.....118
三、滚动摩擦支承.....42	

第五篇 其他部件

第十三章 微动装置和锁紧装置.....120	二、带有阻尼器运动系统的运动特性 及其设计.....161
一、概述.....120	三、常用阻尼器的结构及其阻尼 系数的计算.....165
二、微动装置.....121	第十七章 减震器.....171
三、锁紧装置.....127	一、概述.....171
第十四章 限动器和定位器.....131	二、带有减震器系统的运动特性 及其设计.....171
一、概述.....131	三、减震器的类型、选用及其布 置.....173
二、限动器.....131	四、降低隔振系统固有频率的措施.....177
三、定位器.....143	第十八章 示数装置.....179
第十五章 调速器.....146	一、概述.....179
一、概述.....146	二、标尺.....179
二、制动式调速器的调速特性和结构.....147	三、指针.....183
三、带有制动式调速器传动系统的 运动特性及其设计.....151	四、示数装置的精读方法.....184
四、擒纵式调速器的工作原理和结构.....158	五、示数装置的误差.....190
第十六章 阻尼器.....161	
一、概述.....161	

第六篇 联 接

第十九章 机械零件的联接.....195	第二十章 光学零件与机械零件的联接.....226
一、概述.....195	一、概述.....226
二、可拆联接.....195	二、圆形光学零件的固紧.....226
三、永久联接.....211	三、非圆形光学零件的固紧.....231
	参考文献.....234

第四篇 轴、联轴器、离合器， 支承和导轨

第十章 轴、联轴器、离合器

一、概 述

轴是组成精密机械的重要零件之一。一切作回转运动的零件，都必须装在轴上才能实现其运动。

根据轴线几何形状的不同，轴可分为曲轴和直轴两大类。曲轴可以将回转运动改变为往复直线运动，或相反。

根据承载情况的不同，直轴可分为心轴、转轴和传动轴三种。心轴用来支承回转零件，工作时只承受弯矩而不传递扭矩。它可以随回转零件一起转动，如图 10-1a 中与滑轮用键联接的心轴；也可不随回转零件转动，如图 10-1b 中与滑轮动配合的心轴。转轴工作时既承受弯矩又承受扭矩，如减速机中的齿轮轴（图 10-2）。传动轴工作时只承受扭矩或主要承受扭矩，如机床中的光杠。

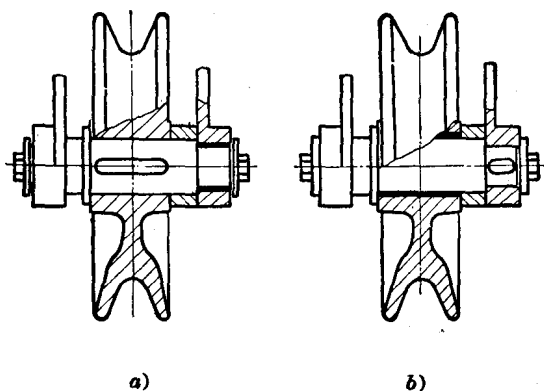


图 10-1 心轴

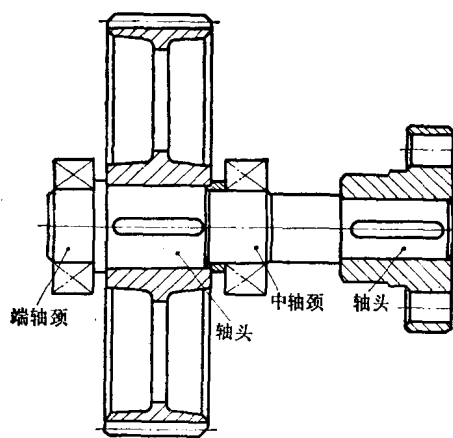


图 10-2 转轴

根据结构形状的不同，直轴又可分为光轴和阶梯轴两种。光轴的各截面直径相同，形状简单，易于加工。阶梯轴的各截面直径不同，以使各轴段强度相近，并便于轴上零件的安装和固定。

此外，还有一些特殊用途的轴，如凸轮轴和钢丝软轴等。

联轴器和离合器是用来联接两根轴、使之一同回转并传递扭矩的一种部件；也可用于轴和其它零件之间（如齿轮、皮带轮）的联接，或两个其它零件间（如齿轮与齿轮）的联接。此外，尚可用

作安全装置,防止精密机械中某些重要的或比较薄弱的部分在过载时受到损坏。

联轴器只有在运动停止后,用拆卸的方法才能把两轴分离;而离合器则可在运动中随时使两轴分离或接合。

联轴器和离合器的类型很多,其中一部分已经标准化。在选用时,首先按工作要求选定合适的类型,然后按轴的直径、计算扭矩 M_{ij} 和轴的转速 n ,从有关手册中查出适用的型号和具体结构尺寸。必要时,应对其中个别关键性零件进行验算。

联轴器和离合器的计算扭矩等于名义扭矩 M_i 乘以载荷系数 K ,即

$$M_{ij} = K M_i \quad (10-1)$$

K 可根据起动时的惯性力和过载情况在 1~3 的范围内选取。

二、轴

(一) 轴的材料

轴的材料主要是碳素钢和合金钢。碳素钢比合金钢价廉,对应力集中敏感性较小,所以应用较广泛。

常用的优质碳素结构钢有 20、35、45 和 50 号钢,最常用的是 45 号钢。优质碳素结构钢的轴可用热处理方法提高其强度和硬度。对不重要的或受力较小的轴,可使用 A3、A4 或 A5 等普通碳素钢,不进行热处理。对于仪器中一些受力很小而要求耐磨性较高的轴,为了提高其硬度可用 T8A 或 T10A 等碳素工具钢制造,并进行热处理。对于受力较大,而要求直径小、重量轻或要求耐磨性较好的轴,可使用合金钢并进行相应的热处理。常用的合金钢有 20Cr、40Cr、20Mn2B、35SiMn、40MnB、40Mn 和 38CrMoAlA 等。

在某些仪器中为了防磁,可用黄铜或青铜材料制作轴;为防锈蚀也可采用 2Cr13 及 4Cr13 等不锈钢作为轴的材料。

轴常用材料的主要机械性能列于表 10-1。

(二) 轴设计中的主要问题

在一般情况下,轴的承载能力决定于其强度和刚度的大小。为防止轴的断裂,应进行强度计算。为了防止轴产生过大的弯曲和扭转变形,应进行刚度计算。在设计轴的结构时,还必须使轴满足其它一些要求,例如:轴上零件的固定,轴的加工和装配的工艺性,以及热处理等项要求。对于高转速的轴,由于轴和轴上零件的材料组织不均匀,或有制造误差、安装不正确等原因,当其旋转时所产生的离心力将引起轴的强迫振动,当其频率接近于轴或轴系的自振频率时,将发生共振现象。为了避免共振,还应计算其临界转速。

(三) 轴的设计步骤

通常,轴除传递扭矩外,还承受弯矩,而弯矩的大小及其分布与轴上各零件的轴向位置及支承跨距等因素有关。而这些因素又常决定于轴径尺寸大小,在轴径尺寸未决定之前,轴上弯矩往往无法确定。这时,只能先根据扭矩估算轴的直径(弯矩对轴的影响用降低许用应力的方法加以考虑);根据估算出的直径进行结构设计;在结构设计后,再根据需要进行弯扭复合强度计算和刚

表 10-1 轴常用材料的主要机械性能

材料牌号	热处理	毛坯直径 (mm)	硬 度 (HB)	抗拉强度 极限 σ_B	抗拉屈服 极限 σ_s	备 注
				(MPa)		
A3	—	—	—	432	235	用于不重要或载荷不大的轴
20	正火	25	≤ 156	412	245	用于载荷不大, 要求韧性较高的轴
	正火	≤ 100	103~156	392	216	
	回火	$>100\sim 300$		373	196	
45		25		598	353	应用最广
	正火	≤ 100	170~217	588	294	
	回火	$>100\sim 300$	162~217	569	284	
40Cr		25	≤ 207	981	785	用于载荷较大而无很大冲击的轴
	调质	≤ 100	241~286	736	539	
		$>100\sim 300$	241~286	686	490	
35SiMn		25	≤ 229	883	736	可代替 40Cr 作中小型轴
	调质	≤ 100	229~286	785	510	
		$>100\sim 300$	217~269	686	490	
40MnB		25	≤ 207	981	785	可代替 40Cr 作重要的轴
	调质	≤ 200	240~290	834	539	
			220~270	736	490	
20Cr	渗碳	15	表 面 HRC56~62	834	539	用于强度和韧性要求较高的轴
	淬火	30		637	392	
	回火	≤ 60		637	392	
38CrMoAlA	调质	30	≤ 229	981	834	用于耐磨性和强度要求高, 且要求热处理(氮化)变形很小的轴
2Cr13	调质	≤ 100	197~218	647	441	用于腐蚀条件下工作的轴

度计算;最后画出轴的零件工作图。对于某些受力很小的轴,不存在强度和刚度不足的问题,此时,可根据轴的使用要求和加工工艺性,采用类比的方法对轴进行结构设计后直接画出零件工作图。

(四) 按许用扭剪应力估算轴径

由材料力学可知

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} = \frac{9.55 \frac{P}{n} \times 10^6}{0.2d^3} \leq [\tau] \quad (10-2)$$

式中 τ ——轴受 M_t 作用时,轴中产生的扭剪应力(兆帕);

M_t ——轴所传递的扭矩(牛·毫米);

W_t ——轴的抗扭截面系数(毫米³);

d ——轴的直径(毫米);

P ——轴传递的功率(千瓦);

n ——轴的转速(转/分);

$[\tau]$ ——许用扭剪应力(兆帕)。

从式(10-2)可导出求轴径 d 的计算式

$$d = \sqrt[3]{\frac{9.55 \frac{P}{n} \times 10^6}{0.2[\tau]}} = A \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \text{ (毫米)} \quad (10-3)$$

式(10-3)中的 A 值是随许用扭剪应力而变化的系数, 其大小决定于所选用的轴的材料和载荷的性质。表 10-2 中列出几种常用材料的 $[\tau]$ 和 A 值。

表 10-2 轴常用材料的许用扭剪应力 $[\tau]$ 和系数 A

轴 的 材 料	A3*, 20	A5*, 35	45	40Cr, 35SiMn, 40MnB
$[\tau]$ (MPa)	11.8~19.6	19.6~29.4	29.4~39.2	39.2~51
A	159~135	135~118	118~107	107~97.8

注: 1) 有 * 号的 $[\tau]$ 取较小值, 或 A 取较大值。

2) 当轴上无轴向载荷时, A 取较小值; 有轴向载荷时, A 取较大值

按许用扭剪应力求出的 d 值, 一般可作为轴的最细处的直径。

(五) 轴的结构设计

轴的结构设计包括确定轴的合理外形和初步尺寸。在设计中, 应考虑轴上零件的类型、尺寸、数量, 以及零件在轴上的安装位置和定位情况; 载荷的性质、大小、方向及分布情况; 轴的加工工艺等。由于影响结构的因素很多, 所以在设计时, 应结合具体工作条件综合考虑, 使满足: 1) 轴和装在轴上的零件要有准确的轴向工作位置, 并便于装拆和调整。2) 轴要有良好的加工和装配工艺性。

1. 轴的外形结构

图 10-3a 为一级圆柱齿轮减速机简图。图 10-3b 为该减速机 II 轴的外形图。由于按许用扭剪应力估算出的轴径 d 一般作为轴的最小直径, 所以, 轴上装有联轴器的①段部分的轴径不应小于 d 。为确定联轴器的轴向位置, 轴的②段较①段稍粗, 在①、②段之间构成一个轴肩。联轴器与轴的周向位置用平键固定。②段的外径与端盖的密封圈配合。为了装拆滚动轴承的方便, 使轴颈(轴上被支承的部分称为轴颈)③段比②段稍粗, ③段的直径要和所选用的滚动轴承内径相同。在同一根轴上两个滚动轴承的型号最好相同, 这样可减少外购件的种类, 因此, ⑦段和③段的直径相同。轴上齿轮的位置用轴环⑤、套筒和平键来固定。轴的④段部分的轴径比③段较大, 也是为了装拆齿轮方便。而且, 从载荷分布的情况看, 齿轮中间部分轴截面所受的弯矩最大, 所以加大此处的轴径尺寸, 对提高弯曲强度有利。装在③段上的滚动轴承是靠套筒和端盖来固定它

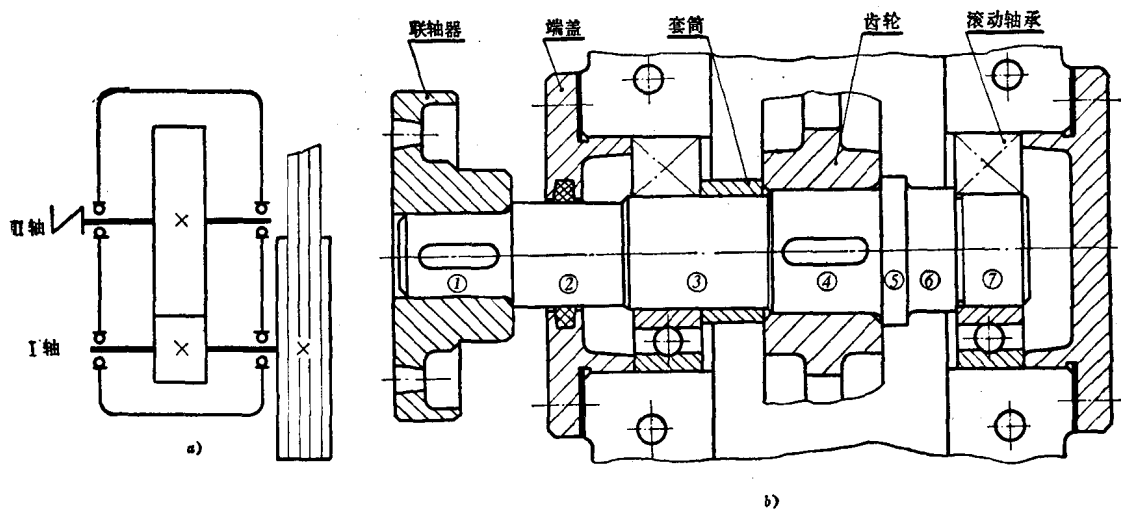


图 10-3 轴的结构举例

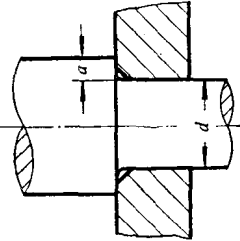
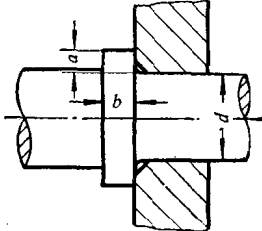
的轴向位置。两个滚动轴承内圈的周向位置是利用它们与轴颈间的过盈配合来解决的。此外，为便于轴颈的磨削，在轴的⑦段上有一个砂轮越程槽。

在满足工作要求的前提下，轴的外形结构应尽可能简单，因为简单的轴容易加工，热处理时不易变形，并能减少应力集中，有利于提高轴的疲劳强度。

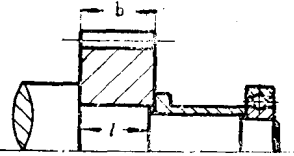
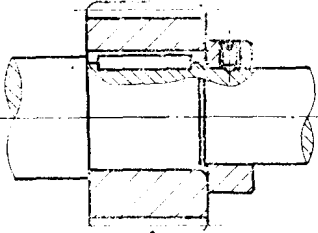
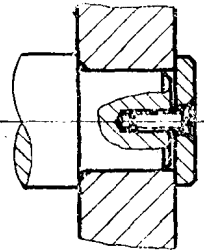
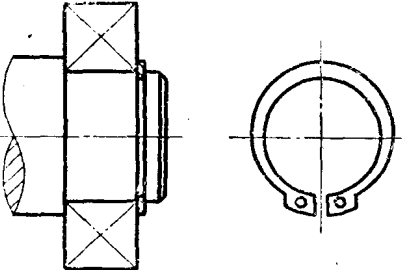
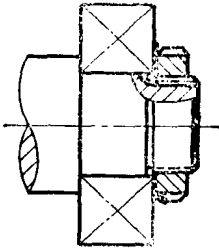
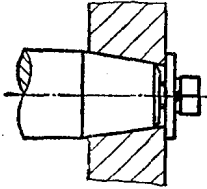
2. 零件在轴上的固定方法

从上面的分析可看出，轴的外形结构与轴上零件的固定方法直接有关。因此，在设计轴的结构时，必须同时考虑到轴上零件的固定方法。

表 10-3 零件在轴上的轴向固定形式

固	定 形 式	特 点
轴 肩		尺寸适当的轴肩和轴环可承受较大的轴向载荷，这种方法简单，可靠，在设计中经常采用。通常可取 $a = (0.07 \sim 0.1)d$ $b \approx 1.4a$
轴 环		

续前表

固 定 形 式	特 点
套 筒	 用于轴上两零件之间。结构简单,经常采用。但当两零件间距离太大时不宜采用,以免需要过长的套筒
挡 圈	 结构简单,只能承受较小的轴向载荷 挡圈的尺寸见 GB883-76、GB884-76和 GB885-76
轴端挡圈	 适用于轴端零件的轴向固定 轴端挡圈的尺寸见 GB891-76 和 GB892-76
弹性挡圈	 结构简单紧凑,常用于滚动轴承的轴向固定,只能承受较小的轴向载荷 弹性挡圈的尺寸见 GB894-76
圆 螺 母	 固定可靠,但轴上需切制螺纹。为了防止螺母松脱,常采用两个圆螺母或加止退垫片 圆螺母的尺寸见 GB810-76 和 GB812-76
锥形轴头	 有消除间隙的作用,能承受冲击载荷,定心精度也较高。但加工锥形表面不如加工圆柱形表面简便 用于有冲击或振动的载荷;或转速较高,定心精度要求较高;或要求经常拆卸的场合

零件在轴上的固定可分为轴向和周向两种。

(1) 零件在轴上的轴向固定

通常采用轴肩、轴环、套筒、挡圈、轴端挡圈、弹性挡圈、圆螺母, 以及锥形轴头等结构形式来实现。其特点列于表 10-3。

(2) 零件在轴上的周向固定

为实现零件在轴上的周向固定, 常采用普通平键、导向平键、半圆键和花键等。其特点可参看第十九章“键联接”部分。

此外, 零件在轴上的固定方法尚有销钉联接、紧定螺钉联接和压合联接(过盈配合)。详见第六章“齿轮结构设计”部分。

3. 确定轴的初步尺寸

(1) 轴的直径、倒角和圆角

确定轴的直径时, 首先按许用扭剪应力估算出轴的直径 d , 使其作为轴的最小直径。然后, 根据结构要求, 定出轴的其他各段直径。轴端应有倒角 $c \times 45^\circ$ 。

为了减小应力集中, 在轴上不同直径的过渡处应具有圆角。若在圆角处装有其他零件, 为保证轴上零件能紧靠在定位面上, 零件孔的倒角 c 或圆角半径 R 应大于轴的圆角半径 r (图 10-4)。倒角和圆角的具体数字可根据 JB5-59 选取。

轴上与其他零件相配合的直径最好按 JB176-60 取标准直径。与滚动轴承配合的轴颈尺寸, 其值必须与所选定的滚动轴承内孔直径相同。在装滚动轴承处如有轴肩, 则轴肩的高度和内圆角半径应符合滚动轴承装配尺寸标准的规定。具体数据可查有关手册。

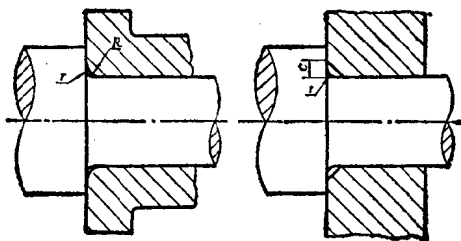


图 10-4 零件的倒角和圆角

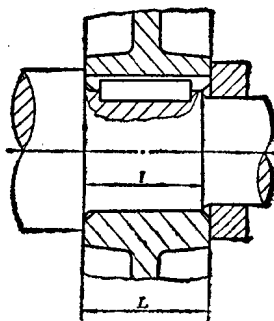


图 10-5 轴上配合部分长度 l 与轮毂长度 L 的关系

(2) 轴的长度

轴的各段直径定出以后, 即可据此定出轴上零件的轮毂长度(参看第五章), 以及轴承的宽度(参看第十一章)。因而, 轴上各段长度和轴颈的长度也随之而定。

轴上与零件轮毂配合部分的长度 l 应比轮毂部分的长度 L 短些(图 10-5), 这可避免轴的过渡圆角妨碍轴上零件的轴向固定。

若轴上装有需要滑移的零件(如变速箱中的滑移齿轮), 则该轴的长度应保证零件的滑移距离。

在轴上装有轴向固定用零件(如螺母、挡圈等)的部分,其长度应保证装拆或调整该零件时,有一定的空间。

此外,在决定轴的 lengths 时,还应注意使轴上的回转零件与其他零件之间留有适当的间隙,以防止回转时相碰。

还需指出,轴的结构设计应该与画结构草图同时进行,这样便于全面的考虑轴的结构,可避免在决定轴的 lengths 和与其他零件相关的尺寸时产生错误。

(六) 按弯曲和扭转复合强度计算轴径

当轴的结构确定后,即轴上零件和支承的位置已知,依此可求出轴所受载荷的大小、方向及其作用位置,并可画出弯矩图和扭矩图,按材料力学中弯曲和扭转复合强度计算轴径。

计算中,一般把轴当作铰链双支点梁。求支座反力时,其作用位置依轴承型式而异。对于滑动轴承,可认为作用于离轴承内侧的距离 $a=0.5d$ 处(图 10-6a),但不小于轴承长度的 $\frac{1}{4} \sim \frac{1}{3}$; 对于滚动轴承,若一个支座上用一个向心轴承,可认为作用于轴承宽度的中心(图 10-6b); 若一个支座上用一个向心推力轴承,则支座反作用力的作用点离轴承一侧的距离为 a (图 10-6c)。 a 值可查阅滚动轴承手册。

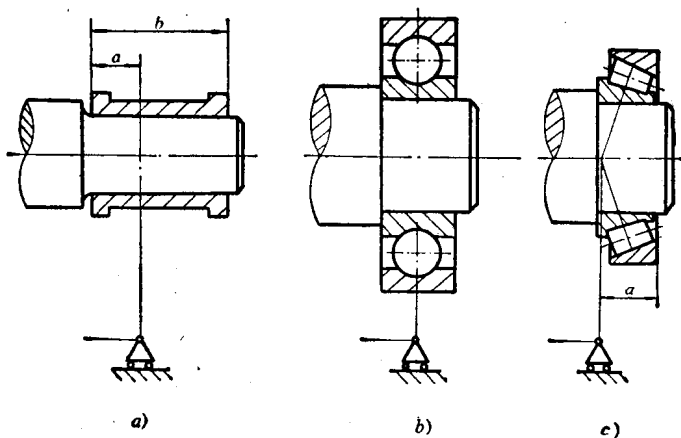


图 10-6 支座反作用力位置

图 10-7a 为一装有斜齿圆柱齿轮的转轴的结构图。以此轴为例,介绍按弯曲和扭转复合强度计算轴径的一般程序。

设已知作用在该轴上的扭矩 M_t 及齿轮上的作用力的大小与方向。

- 1) 绘出轴的空间受力简图(图 10-7b)。求出垂直面和水平面中的支点反力。
- 2) 绘出垂直面内的弯矩 $M_{\perp}$ 图(图 10-7c)。
- 3) 绘出水平面内的弯矩 $M_{\parallel}$ 图(图 10-7d)。
- 4) 利用公式 $M = \sqrt{M_{\perp}^2 + M_{\parallel}^2}$, 绘出合成弯矩 M 图(图 10-7e)。
- 5) 绘出扭矩 M_t 图(图 10-7f)。
- 6) 利用公式 $M_e = \sqrt{M^2 + (\alpha M_t)^2}$, 绘出当量弯矩 M_e 图(图 10-7g)。式中 α 是根据扭矩性

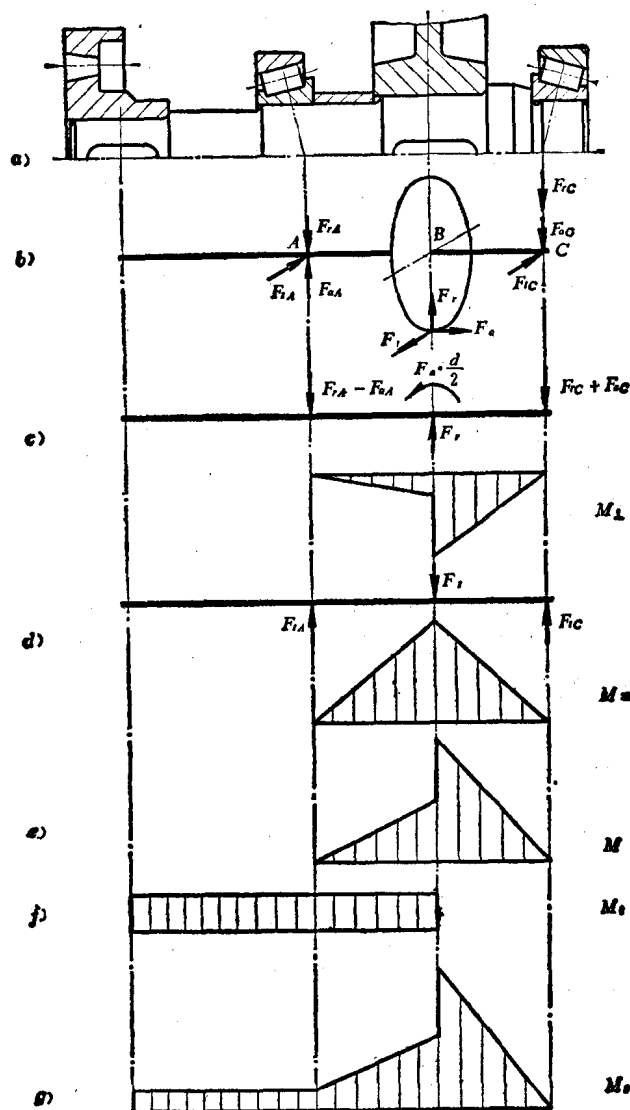


图 10-7 按弯曲和扭转复合强度计算轴径示例

表 10-4 转轴和心轴的许用弯曲应力

材 料	强度极限 σ_B (MPa)	$[\sigma_{+1}]_b$ (MPa)	$[\sigma_0]_b$ (MPa)	$[\sigma_{-1}]_b$ (MPa)
碳 素 钢	392	127	68.6	39.2
	490	167	73.6	44.1
	588	196	93.2	53.9
	686	226	108	63.7
合 金 钢	785	265	127	73.6
	981	324	147	88.3

质而定的校正系数。对于不变的扭矩,取 $\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]_b}{[\sigma_{+1}]_b}$;对于脉动循环的扭矩,取 $\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]_b}{[\sigma_0]_b}$;对于对称循环的扭矩,取 $\alpha = 1$ 。 $[\sigma_{+1}]_b$ 、 $[\sigma_0]_b$ 和 $[\sigma_{-1}]_b$ 分别为材料在静应力、脉动循环和对称循环应力状态下的许用弯曲应力,其值可由表 10-4 中选取。

7) 计算轴的直径 由材料力学可知:受 M_v 作用时,轴中产生的弯曲应力

$$\sigma_b = \frac{M_v}{W} \leq [\sigma_{-1}]_b \quad (10-4)$$

式中 W ——轴的抗弯截面系数,对于实心轴 $W = 0.1d^3$ 。

由式(10-4)可导出计算轴径的公式

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_v}{0.1[\sigma_{-1}]_b}} \quad (\text{毫米}) \quad (10-5)$$

利用式(10-5)可以求出轴的危险截面直径。截面处若有键槽,则对轴的强度有所削弱,因而须适当加大该处轴径尺寸。当有一个键槽时,将轴径尺寸加大 4%;有两个键槽互成 180° 时,加大 10%。

当用式(10-5)求出直径后,与结构设计中初步定出的直径相比较,若初步定出的直径不能满足强度要求,则应进行修改。应当指出,有时初步定出的直径大于按弯曲和扭转复合强度计算所需要的直径,考虑轴的刚度、振动稳定性,以及与轴有关的其他零件和结构的限制,此时轴的直径不宜缩小。因此,设计时需全面考虑各方面的因素,方可做出改变结构尺寸的决定。

对于一般轴的弯曲和扭转复合强度可按上述方法计算。这种方法虽然计入了弯矩,但对某些影响持久强度的因素(如应力集中等)并未考虑。因此,对于重要的轴应作精密的计算,其计算方法可参阅材料力学。

例题: 图 10-8 为一高速摄影机传动简图。电动机 1 通过皮带传动 2 和齿轮传动 3 带动反射镜轮 4 转动。设计轴 I。已知:

轴 I 的输入功率 $P = 1.5\text{kW}$;

轴 I 的转速 $n = 3000\text{r/min}$;

张紧皮带轮时轴 I 上所受的力 $F_s = 140\text{N}$

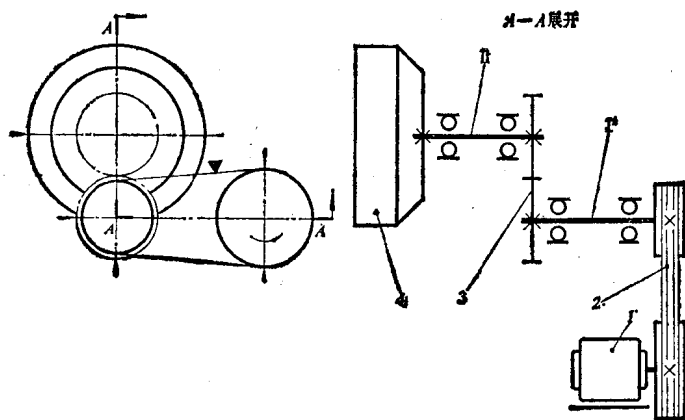


图 10-8 高速摄影机传动简图

齿轮的圆周力 $F_t = 132\text{N}$;

齿轮的径向力 $F_r = 48\text{N}$;

两滚动轴承中心间的距离为 40mm 。

解:

(1) 估算轴的直径

按式(10-3)估算轴径

$$d = A \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$$

选取轴的材料为 45 号钢, 由表 10-2 取 $A=118$, 则

$$d = 118 \times \sqrt[3]{\frac{1.5}{3000}} \text{mm} = 9.37 \text{mm}$$

(2) 轴的结构设计

1) 轴的外形 根据轴上零件的定位和装拆要求, 设计出轴的外形如图 10-9 所示。

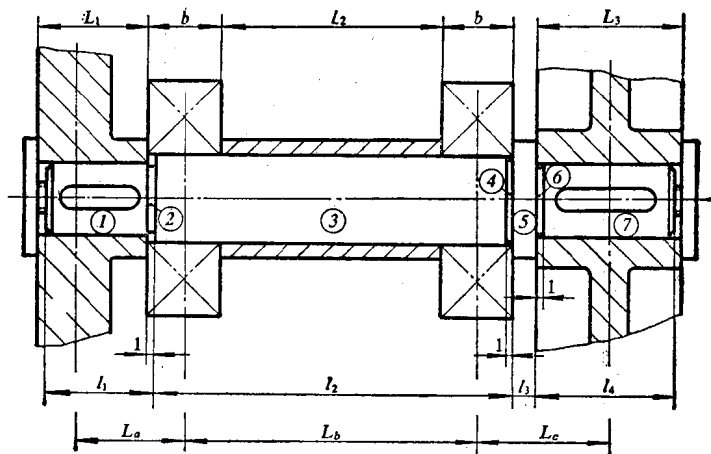


图 10-9 轴的外形图

2) 轴的直径 上面估算出的 d 应为轴最细处 d_1 和 d_7 的直径, 因 d_1 处装有齿轮, d_7 处装有皮带轮, 故 d_1 和 d_7 均为配合尺寸, 应取为标准直径, 故取 $d_1 = d_7 = 10\text{mm}$ 。取砂轮越程槽深 0.25mm , 则 $d_2 = d_6 = 9.5\text{mm}$ 。考虑滚动轴承的装拆, 选用滚动轴承的型号为“201”, 由标准查出装滚动轴承处的直径 $d_3 = 12\text{mm}$, 取 $d_4 = 11.5\text{mm}$ 。考虑滚动轴承和皮带轮的轴向固定, 取轴环的直径 $d_5 = 16\text{mm}$ 。

3) 轴的长度 齿轮轮毂部分的长度 $L_1 = 1.5d_1 = 15\text{mm}$, 取该段轴长 $l_1 = 15\text{mm}$ 。

由标准查出“201”滚动轴承的宽度 $b = 10\text{mm}$ 。为了保证两轴承中心间的距离为 40mm , 在两轴承之间装一套筒, 套筒的长度 $L_2 = 30\text{mm}$ 。取该段轴的长度 $l_2 = 49\text{mm}$ 。

由表 10-3 知: 轴环的宽度

$$l_3 \approx 1.4 \times \frac{1}{2} (d_5 - d_3) = 1.4 \times \frac{1}{2} (16 - 12) = 2.8\text{mm}$$

故取 $l_3 = 3\text{mm}$ 。

皮带轮轮毂部分的长度 $L_3 = 2d_7 = 20\text{mm}$, 取该段轴的长度 $l_4 = 19\text{mm}$ 。

已知轴的长度,可定出各力作用点之间的距离 $L_a=15\text{mm}$; $L_b=40\text{mm}$; $L_c=18\text{mm}$ 。

(3) 按弯曲和扭转复合强度计算轴径(图 10-10)。

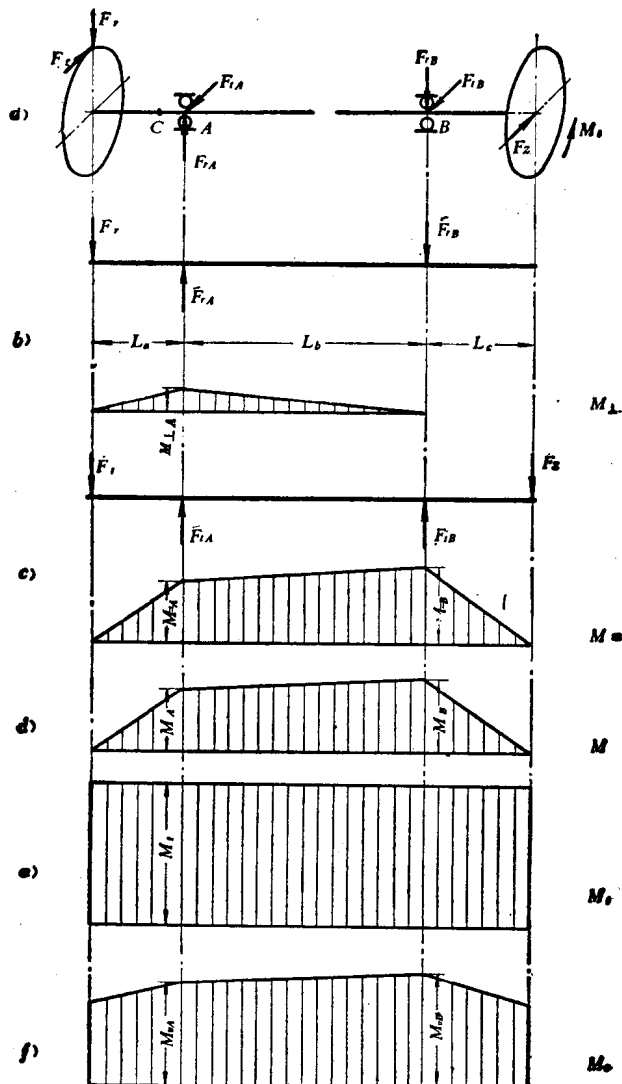


图 10-10 按弯曲和扭转复合强度计算轴 I

绘出轴 I 的空间受力简图(图 10-10a)。

求垂直面内的支点反力:

$$\begin{aligned}
 F_{rA} &= \frac{F_r \times (L_a + L_b)}{L_b} \\
 &= \frac{48 \times (15 + 40)}{40} = 66\text{N} \\
 F_{rB} &= \frac{F_r \times L_a}{L_b}
 \end{aligned}$$

$$= \frac{48 \times 15}{40} = 18 \text{ N}$$

校核

$$F_{rA} = F_r + F_{rB}$$

$$66 = 48 + 18$$

用类似的方法求水平面内的支点反力:

$$F_{tA} = 118.5 \text{ N}$$

$$F_{tB} = 153.5 \text{ N}$$

求垂直面内弯矩:

$$M_{\perp A} = F_r \times L_a = 48 \times 15 = 720 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{\perp B} = 0$$

绘出垂直面内弯矩图(图 10-10b)。

用类似的方法求水平面内弯矩:

$$M_{-A} = 1980 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{-B} = 2520 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

绘出水平面内弯矩图(图 10-10c)。

求合成弯矩:

$$M_A = \sqrt{M_{\perp A}^2 + M_{-A}^2} = \sqrt{720^2 + 1980^2} = 2107 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_B = \sqrt{M_{\perp B}^2 + M_{-B}^2} = \sqrt{0 + 2520^2} = 2520 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

绘出合成弯矩图(图 10-10d)。

求扭矩

$$M_t = 9.55 \frac{P}{n} \times 10^6 = 9.55 \times \frac{1.5}{3000} \times 10^6 = 4775 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

绘出扭矩图(图 10-10e)。

求当量弯矩: 一般可认为轴 I 所传递的扭矩是按脉动循环变化的。现选用轴的材料为 45 号钢, 并经正火处理。由表 10-1 查出其强度极限 $\sigma_B = 588 \text{ MPa}$, 并由表 10-4 中查出与其对应的 $[\sigma_{-1}]_b = 53.9 \text{ MPa}$, $[\sigma_0]_b = 93.2 \text{ MPa}$, 故可求出

$$\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]_b}{[\sigma_0]_b} = \frac{53.9}{93.2} \approx 0.58。此时,$$

$$M_{eA} = \sqrt{M_A^2 + (\alpha M_t)^2} = \sqrt{2107^2 + (0.58 \times 4775)^2} = 3480 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

用同样的方法也可求出 $M_{eB} = 3744 \text{ N} \cdot \text{mm}$, 并绘出当量弯矩图(图 10-10f)。

根据当量弯矩图可知, 轴 I 的危险截面是装滚动轴承的 B 处, 或装齿轮部分的砂轮越程槽 C 处。先根据 B 处的当量弯矩求直径

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{eB}}{0.1[\sigma_{-1}]_b}} = \sqrt[3]{\frac{3744}{0.1 \times 53.9}} = 8.86 \text{ mm}$$

在结构设计中定出的该处直径 $d_2 = 12 \text{ mm}$, 故强度足够。另一危险截面 C 处, 虽截面直径较小(9.5 mm), 但一方面因为此处的当量弯矩 M_{eC} 小于 M_{eB} , 另一方面, 9.5 mm 仍大于按 M_{eB} 算出的 8.86 mm, 故此处亦安全。