

机械工程手册

第 28 篇 轴、联轴器、离合器、制动器

(试 用 本)

机械工程手册

电机工程手册

编辑委员会



机械工业出版社

本篇包括轴、软轴、联轴器、离合器和制动器等五章。内容以设计和选用为主,主要介绍轴的通用设计和计算方法及常用数据;软轴的构成和选择;常用联轴器、离合器、制动器的结构型式、工作性能、标准、规格及主要的计算等。对有关的新成就也有适当反映。

机 械 工 程 手 册
第 28 篇 轴、联轴器、离合器、制动器
(试 用 本)
浙江大学 主编

*

机械工业出版社出版 (北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

建筑工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ ·印张 $9\frac{1}{2}$ ·字数 266 千字

1980 年 9 月北京第一版·1980 年 9 月北京第一次印刷

印数 00,001—24,000·定价 0.73 元

*

统一书号: 15033·4663

编 辑 说 明

(一) 我国自建国以来, 机械工业在毛主席的革命路线指引下, 贯彻“独立自主、自力更生”和“洋为中用”的方针, 取得了巨大的成就。为了总结广大群众在生产和科学研究方面的经验, 同时采用国外先进技术, 加强机械工业科学技术的基础建设, 适应实现“四个现代化”的需要, 我们组织编写了《机械工程手册》和《电机工程手册》。

(二) 这两部手册主要供广大机电工人、工程技术人员和干部在设计、制造和技术革新中查阅使用, 也可供教学及其他有关人员参考。

(三) 这两部手册是综合性技术工具书, 着重介绍各专业的理论基础, 常用计算公式, 数据、资料, 关键问题以及发展趋势。在编写中, 力求做到立足全局, 勾划概貌, 反映共性, 突出重点。在内容和表达方式上, 力求做到深入浅出, 简明扼要, 直观易懂, 归类便查。读者在综合研究和处理技术问题时, 《手册》可起备查、提示和启发的作用。它与各类专业技术手册相辅相成, 构成一套比较完整的技术工具书。《机械工程手册》包括基础理论、机械工程材料、机械设计、机械制造工艺、机械制造过程的机械化与自动化、机械产品六个部分, 共七十九篇; 《电机工程手册》包括基础理论、电工材料、电力系统与电源、电机、输变电设备、工业电气设备、仪器仪表与自动化七个部分, 共五十篇。

(四) 参加这两部手册编写工作的, 有全国许多地区和部门的工厂、科研单位、大专院校等五百多个单位、两千多人。提供资料和参加审定稿件的单位和人员, 更为广泛。许多地区

的科技交流部门，为审定稿件做了大量的工作。各篇在编写、协调、审查、定稿各个环节中，广泛征求意见，发挥了广大群众的智慧和力量。

(五) 为了使手册早日与读者见面，广泛征求意见，先分篇出版试用本。由于我们缺乏编辑出版综合性技术工具书的经验，试用本在内容和形式方面，一定会存在不少遗漏、缺点和错误。我们热忱希望读者在试用中进一步审查、验证，提出批评和建议，以便今后出版合订本时加以修订。

(六) 本书是《机械工程手册》第28篇。由浙江大学主编。参加编写的有浙江大学，五机部第五设计院、第六设计院，星云仪表厂，太原重型机械学院等单位。北京航空学院、上海工业大学参加定稿工作。许多有关单位对编写工作给予大力支持和帮助，在此一并致谢。

机械工程手册
电机工程手册 编辑委员会编辑组

目 录

编辑说明
常用符号表

第1章 轴

1 轴的材料	28-1
2 轴的结构设计	28-1
3 轴的强度计算	28-3
3.1 许用扭应力计算法	28-3
3.2 许用弯曲应力计算法	28-4
3.3 安全系数校核计算法	28-6
3.4 轴的强度计算举例	28-7
4 轴的刚度计算	28-15
4.1 轴的弯曲变形计算	28-15
4.2 轴的扭转变形计算	28-17
4.3 轴的刚度计算举例	28-18

第2章 软 轴

1 软轴的结构型式和规格	28-20
1.1 钢丝软轴	28-20
1.2 软管	28-20
1.3 软轴接头	28-21
1.4 软管接头	28-22
2 软轴的选择和使用	28-22

第3章 联 轴 器

1 分类和选择	28-24
1.1 联轴器的分类	28-24
1.2 联轴器的选择	28-24
2 刚性固定式联轴器	28-25
2.1 套筒联轴器	28-25
2.2 凸缘联轴器	28-26
2.3 夹壳联轴器	28-27
2.4 紧箍夹壳联轴器	28-27
3 刚性可移式联轴器	28-28
3.1 齿轮联轴器	28-29
3.2 链条联轴器	28-30
3.3 十字滑块联轴器	28-33
3.4 NZ 挠性爪型联轴器	28-34

3.5 万向联轴器	28-36
4 弹性联轴器	28-41
4.1 弹性联轴器的刚度	28-41
4.2 弹性联轴器的弹性元件	28-42
4.3 簧片联轴器	28-43
4.4 盘绕弹簧联轴器	28-45
4.5 卷簧联轴器	28-45
4.6 弹性圈柱销联轴器	28-46
4.7 轮胎联轴器	28-46
4.8 高弹性橡胶联轴器	28-48
4.9 橡胶套筒联轴器	28-49
4.10 爪形弹性联轴器	28-51
4.11 橡胶板联轴器	28-51
4.12 尼龙柱销联轴器	28-53
4.13 尼龙棒销联轴器	28-55
5 安全联轴器	28-55

第4章 离 合 器

1 概 述	28-59
2 接合元件	28-59
2.1 啮合元件	28-60
2.2 摩擦元件	28-62
3 机械离合器	28-66
3.1 牙嵌离合器	28-66
3.2 转键离合器	28-66
3.3 圆盘摩擦片离合器	28-67
3.4 圆盘摩擦块离合器	28-67
3.5 圆锥离合器	28-67
3.6 涨圈离合器	28-70
3.7 扭簧离合器	28-70
3.8 接合机构	28-70
3.9 离合器计算	28-71
4 气动离合器	28-71
4.1 活塞式气动离合器	28-71
4.2 隔膜式气动离合器	28-78
4.3 气胎式离合器	28-78
4.4 离合器计算	28-81
5 液压离合器	28-81

28-VI 目 录

5.1 柱塞式液压离合器.....	28-81	5 带式制动器.....	28-119
5.2 活塞式液压离合器.....	28-81	5.1 结构型式.....	28-119
5.3 隔膜式液压离合器.....	28-82	5.2 设计计算.....	28-120
5.4 离合器计算.....	28-82	6 盘式制动器.....	28-121
6 电磁离合器.....	28-82	6.1 结构型式.....	28-121
6.1 牙嵌电磁离合器.....	28-82	6.2 设计计算.....	28-125
6.2 摩擦片电磁离合器.....	28-84	7 其他制动器和辅助装置.....	28-126
6.3 扭簧电磁离合器.....	28-86	7.1 磁粉制动器.....	28-126
6.4 磁粉电磁离合器.....	28-86	7.2 磁涡流制动器.....	28-127
7 超越离合器.....	28-90	7.3 摩擦块磨损间隙的自动补偿装置.....	28-128
7.1 滚柱超越离合器.....	28-90	8 制动器的发热验算.....	28-129
7.2 楔块超越离合器.....	28-91	9 制动器的驱动装置.....	28-130
7.3 非接触型超越离合器.....	28-91	9.1 制动电磁铁.....	28-130
7.4 制造精度、材料及许用接触应力的选择.....	28-92	9.2 电力液压推动器.....	28-130
7.5 离合器计算.....	28-92	9.3 电磁液压推动器.....	28-130
8 离心离合器.....	28-92	9.4 离心推动器.....	28-131
8.1 带弹簧闸块离心离合器.....	28-92	9.5 滚动螺旋推动器.....	28-132
8.2 无弹簧闸块离心离合器.....	28-96	9.6 气力驱动装置.....	28-132
8.3 钢珠离心离合器.....	28-96	9.7 人力操纵机构.....	28-133
8.4 离合器计算.....	28-101	10 摩擦材料.....	28-133
9 安全离合器.....	28-101	10.1 对摩擦材料性能的基本要求.....	28-133
9.1 牙嵌安全离合器.....	28-101	10.2 摩擦材料的种类.....	28-134
9.2 钢珠安全离合器.....	28-101	10.3 摩擦副计算用数据.....	28-136
9.3 圆盘安全离合器.....	28-102		
9.4 圆锥安全离合器.....	28-103		
9.5 离合器计算.....	28-103		
第5章 制动器			
1 概 述.....	28-107	附表1 轴的常用材料及其试件的主要机械性能.....	28-136
2 制动力矩的确定.....	28-107	附表2 各种强化处理的表面质量系数 β_3	28-138
2.1 制动类型.....	28-107	附表3 轴的挠度 γ 与偏转角 θ 的计算公式.....	28-139
2.2 负载力矩的计算.....	28-108	附图1 零件的绝对尺寸影响系数 ϵ_0 和 ϵ_r	28-140
2.3 传动系统的等效飞轮矩.....	28-108	附图2 各种加工情况的表面质量系数 β_1	28-140
2.4 给定条件下的负载力矩.....	28-110	附图3 腐蚀情况的表面质量系数 β_2	28-140
3 外抱块式制动器.....	28-110	附图4 弯曲时圆角的有效应力集中系数 K_σ	28-147
3.1 结构型式.....	28-110	附图5 扭转时圆角的有效应力集中系数 K_τ	28-147
3.2 设计计算.....	28-112	附图6 弯曲时轴上配合零件边缘处有效	
4 内张蹄式制动器.....	28-116		
4.1 结构型式.....	28-116		
4.2 设计计算.....	28-117		

应力集中系数与尺寸系数之比
值 $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ 28-142

附图 7 扭转时轴上配合零件边缘处有效
应力集中系数与尺寸系数之比
值 K_τ/ε_τ 28-142

附图 8 弯曲时, 螺纹、槽、横孔的有效
应力集中系数 K_σ 28-143

附图 9 扭转时, 螺纹、键槽、横孔的有
效应力集中系数 K_τ 28-143

参考文献 28-144

常用符号表

A ——面积 cm^2
功 $\text{kgf}\cdot\text{m}$
热功当量 $\text{kcal/kgf}\cdot\text{m}$
系数
 a ——加速度 m/s^2
宽度、长度 cm
 B ——宽度 cm
 b ——宽度、长度 cm
 C ——刚度 $\text{kgf}\cdot\text{cm/rad}$
离心力 kgf
热容量 kcal/deg
系数
宽度 cm
 c ——比热 $\text{kcal}/(\text{kg}\cdot\text{deg})$
 D ——直径 cm
 d ——直径 cm
 D_0 ——分布圆直径 cm
 E ——弹性模量 kgf/cm^2
能 $\text{kgf}\cdot\text{m}$
 E_K ——动能 $\text{kgf}\cdot\text{m}$
 E_p ——势能 $\text{kgf}\cdot\text{m}$
 e ——偏心距 cm
 F ——力 kgf
 F_a ——轴向力 kgf
 F_f ——摩擦力 kgf
 F_t ——圆周力 kgf
 F_r ——径向力 kgf
 f ——频率 c/s
小尺寸 cm
 G ——切变模量 kgf/cm^2
重量 kgf
 g ——重力加速度 m/s^2
 H ——高度、厚度、行程 cm
 h ——高度、厚度、行程 cm
 I ——截面惯性矩 cm^4
转动惯量 $\text{kgf}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2$
 I_p ——截面极惯性矩 cm^4
 i ——传动比, 数目
 K ——体积弹性模量 kgf/cm^2
工作情况系数
 K_σ ——应力集中系数

K_τ ——应力集中系数
 K_d ——动力系数
 k ——系数、比例系数
 L ——长度 cm
 l ——长度 cm
 M ——弯矩、力矩 $\text{kgf}\cdot\text{cm}$
 M_τ ——扭矩、力矩 $\text{kgf}\cdot\text{cm}$
 M_{ij} ——计算扭矩、计算力矩 $\text{kgf}\cdot\text{cm}$
 m ——质量 kg
数目
 N ——功率 kW
正压力 kgf
循环次数
 n ——转速 r/min
数目
安全系数
 n_c ——临界转速 r/min
 P ——圆周力、制动外力 kgf
 P_0 ——总压力、圆周力 kgf
 p ——比压 kgf/cm^2
 p_g ——单位气压 atm
液压 kgf/cm^2
 Q ——压紧力、弹簧力 kgf
热量 kcal
 q ——线比压 kgf/cm
 R ——半径 cm
支点反力 kgf
 r ——小半径 cm
 S ——力 kgf
行程 cm
 s ——弧长、位移 cm
 T ——周期 s
绝对温度 $^\circ\text{C}$
张力 kgf
 t ——时间 s
厚度 cm
温度 $^\circ\text{C}$
 Δt ——温升 $^\circ\text{C}$
 V ——体积 cm^3
 v ——速度 m/s
 W ——重量 kgf

28-Ⅷ 常用符号表

y — 挠度 cm
 y_0 — 静挠度 cm
 z — 数目
 Z — 抗弯截面系数 cm^3
 Z_p — 抗扭截面系数 cm^3
 α — 角加速度 rad/s^2
 角度 deg
 线膨胀系数
 β — 工作储备系数
 包角、转角 deg
 表面质量系数、比值
 γ — 重度 kgf/m^3
 角度 deg
 比值
 δ — 厚度、位移、间隙 cm
 角度 deg
 η — 效率
 θ — 角度 deg
 λ — 角度 deg

 比值
 μ — 摩擦系数
 泊桑比
 μ_d — 动摩擦系数
 ρ — 曲率半径 cm
 角度 deg
 σ — 正应力 kgf/cm^2
 σ_b — 抗拉强度 kgf/cm^2
 σ_c — 接触应力 kgf/cm^2
 σ_p — 挤压应力 kgf/cm^2
 σ_s — 屈服强度 kgf/cm^2
 σ_{-1} — 疲劳极限 kgf/cm^2
 τ — 剪应力、扭应力 kgf/cm^2
 τ_b — 剪切强度 kgf/cm^2
 φ — 相位角、角度 deg, rad
 ψ — 角度 deg
 ω — 角速度 rad/s
 ω_c — 临界角速度 rad/s

第1章 轴[⊖]

1 轴的材料

最常用的材料是 35、45 碳素结构钢。不重要的轴,也可用 A3 等普通碳钢。对于受力较大,要求限制轴尺寸和重量,或需提高轴颈的耐磨性,以及处于高低温或腐蚀等条件下工作的轴,可采用合金钢。

轴可用轧材或锻件经切削加工制成。有条件时可直接利用冷拔圆材。

按工作条件的需要,轴可在加工前,或加工后经过整体或表面热处理,以及表面强化处理(如喷丸、滚压等),以提高强度,尤其是疲劳强度。碳钢和合金钢的弹性模量相差很小,故用合金钢并不能提高轴的刚度。

球墨铸铁和一些高强度铸铁,容易铸成复杂形状,且吸振性好,应力集中敏感性较低,故也常用于制造外形复杂的轴。

轴的常用材料及试件的机械性能见附录表 1。

2 轴的结构设计

轴的结构决定于受力情况、轴上零件的布置和固定方式、轴承的类型和尺寸、轴的毛坯、制造和装配工艺、以及运输、安装等条件。轴的结构,应使轴受力合理,避免或减轻应力集中,有良好的工艺性,并使轴上零件定位可靠、装拆方便。对于要求刚度大的轴,还应从结构上考虑减小轴的变形。

轴有阶梯形轴、光轴及空心轴之分,其截面多为圆形,有时也采用非圆截面。

轴上零件的周向固定,可采用键、花键、过盈配合、圆销等(参见第 27 篇)。轴上零件的轴向固定,常用轴肩、轴环、螺母、轴端挡圈、套筒、圆锥面、锁紧挡圈、紧定螺钉、弹性挡圈等,见表 28·1-1。过盈配合和圆销也可兼作轴向固定。

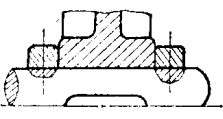
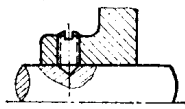
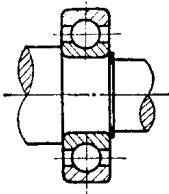
轴的截面变化处(如轴肩、键槽、环槽等),会产生应力集中,是多数轴产生疲劳破坏部位。为了保证轴的疲劳强度,轴肩处的过渡圆角半径不应过小(见表 28·1-2、3)。如此圆角半径受轴肩限制,则可改用凹切圆角或过渡圆环,如图 28·1-1。

表28·1-1 轴上零件的轴向固定

固定方式	简图	说明
轴肩		轴肩、轴环的圆角 r 应小于零件孔端倒角 c_1 或圆角 R 。 r 、 c_1 、 R 值见表 28·1-2 结构上没有其他要求时,轴肩、轴环的高度 a 较 R 或 c_1 略大即可。固定滚动轴承用的 a 值见第 29 篇滚动轴承 轴环宽度 $b \geq 1.4a$
螺母		螺纹位于受载荷的轴段时,会削弱轴的疲劳强度 圆螺母和止退垫圈的结构尺寸见 GB810-76、GB812-76 及 GB858-76
轴端挡圈		螺栓紧固轴端挡圈的结构尺寸见 GB892-76 (单孔)及 Q/ZB202-73 (双孔)
套筒		轴上零件的轴向力不经轴而直接传到轴承;轴上不需开槽、钻孔 常用于零件距轴承不太远时
圆锥面		装拆较方便,可兼作周向固定。当高速、轻载及同心度要求高时,可以不用键。重载时宜用螺母紧固 结构尺寸见 GB757-65

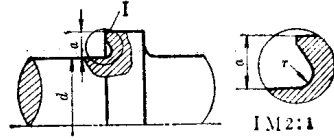
⊖ 曲轴见第19篇和第74篇。

(续)

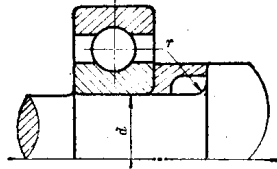
固定方式	简图	说明
锁紧挡圈		结构简单, 但只能承受较小轴向力, 不宜用于高速 螺钉锁紧挡圈的结构尺寸见 GB884-76
紧定螺钉		可兼作周向固定, 但传递载荷能力较小, 不宜用于高速 固定螺钉用孔的结构尺寸见 Q/ZB146-73
弹性挡圈		结构的工艺性较好。 挡圈位于受载荷轴段时, 削弱轴的强度较严重 轴用弹性挡圈的结构尺寸见 GB894-76

在强度有较大裕量的部位, 允许车螺纹、钻孔、开退刀槽或其他环槽。

渐开线花键处引起的应力集中比矩形花键小。如用图 28·1-2 所示的花键结构时, 推荐环槽的直径 d_1 等于花键的内径 d_0 。



a) 凹切圆角



b) 过渡肩环

图28·1-1 增大轴肩圆角半径的两种结构

表28·1-2 配合表面圆处角半径和倒角尺寸 (根据 JB 5-59)

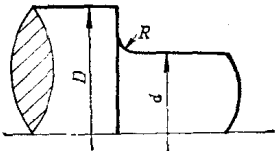
mm

轴直径 d	3~6	>6~10	>10~18	>18~30	>30~50	>50~80	>80~120	>120~180
r 及 c	0.4	0.5 ($c=0.6$)	1	1.5	2	2.5	3	4
R 及 c_1	0.5	1	1.5	2	2.5	3	4	5
轴直径 d	>180~260	>260~360	>360~500	>500~630	>630~800	>800 ~1000	>1000 ~1250	>1250 ~1600
r 及 c	5	6	8	10	12	16	20	25
R 及 c_1	6	8	10	12	16	20	25	32

注: 与滚动轴承配合处轴的圆角半径参见第29篇。

表28-1-3 轴肩自由表面过渡圆角半径 (根据 Q/ZB138-73)

mm

	$D-d$	2	5	8	10	15	20	25
	R	1	2	3	4	5	8	10
	$D-d$	30	40	55	70	100	140	180
	R	12	16	20	25	30	40	50

注：尺寸 $D-d$ 是表中数值的中间值时，一般按较小值选取 R 。

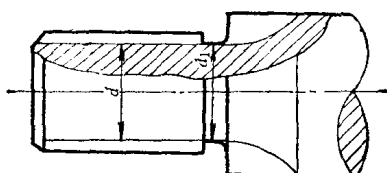
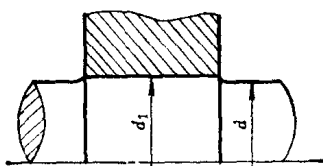
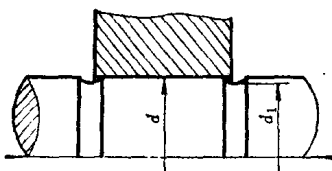


图28-1-2 采用花键联接时的一种结构



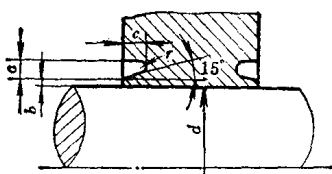
$$d_1 = 1.05 d$$

a) 增大配合处直径



$$d_1 = (0.92 \sim 0.95) d$$

b) 轴上开减载槽



$$a = 0.1 d \quad b = 0.05 d$$

$$c = 0.125 d \quad r = 0.03 d$$

c) 轮毂两端开减载槽

图28-1-3 轴与轮毂过盈配合时的几种结构

当轴与轮毂为过盈配合时，轴上配合边缘处因压力集中而局部应力增大。为减轻此应力集中，可采用如图 28-1-3 所示各种结构。在保证传递载荷的

前提下，应尽量减少过盈量。

轴上不同部位的键槽应开在同一母线上，以利加工。同时，注意不要开到圆角或过盈配合的边缘处，以避免应力集中过大。

当必须在轴上开横孔时，应将孔端倒角，并合理提高孔的表面光洁度。

对于轴上装接触式密封元件的部位，应提高其表面光洁度及耐磨性。

圆锥形轴伸的结构尺寸见 GB757-65。

3 轴的强度计算

轴的强度计算通常有三种方法：

1) 许用扭应力算法：用于传递扭矩但不受弯矩或仅受较小弯矩的轴，以及用于初估轴的直径；

2) 许用弯曲应力算法：用于承受较大弯矩的轴；

3) 安全系数校核算法：用于精确评定或校核轴的安全裕度。

3.1 许用扭应力算法

按轴所传扭矩引起的扭应力计算，通过降低许用扭应力，来考虑所受弯矩的影响。

轴的直径可由表 28-1-4 中的公式计算，或由图 28-1-4 的线图查得。当截面处有一个键槽时，应求得直径增大 3% 左右，有两个键槽时，应增大 7% 左右，然后圆整至标准值 (JB176-60)。

图 28-1-4 中数值，对空心圆轴，应把查得的 d 乘以图 28-1-5 中的数值 $\sqrt[3]{\frac{1}{1-\gamma^4}}$ ；如果 M_t (或 $\frac{N}{n}$)

或 d 超过线图的范围，可把 M_t (或 $\frac{N}{n}$) 除或乘以 10^3 ，将查出的 d 放大或缩小 10 倍。

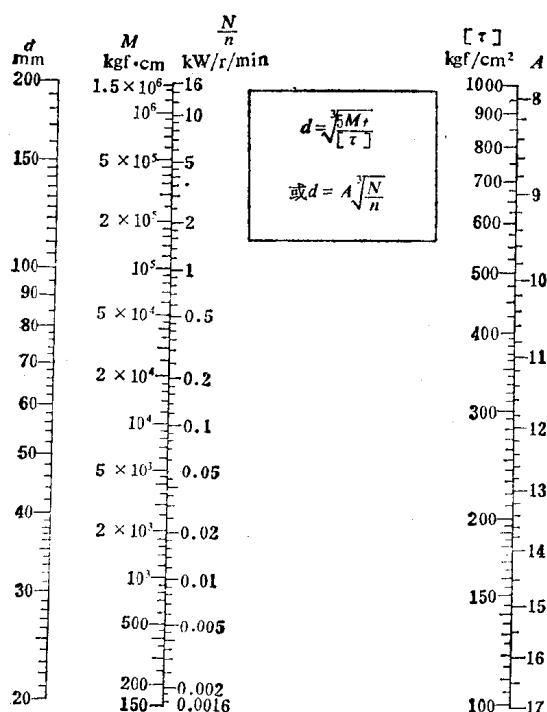
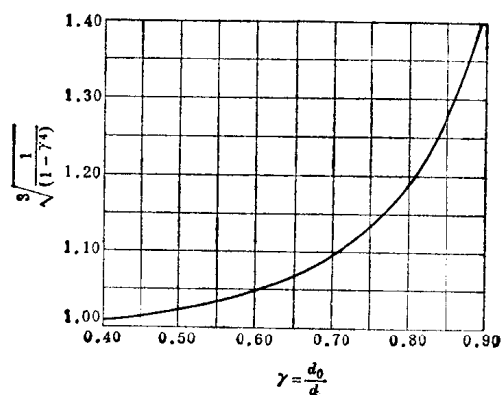
表28-1-4 按许用扭应力法的计算公式

实 心 圆 轴	空 心 圆 轴
$d \geq \sqrt[3]{\frac{5M_t}{[\tau]}}$ 或 $d \geq A \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$	$d \geq \sqrt[3]{\frac{5M_t}{[\tau]}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{(1-\gamma^4)}}$ 或 $d \geq A \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{(1-\gamma^4)}}$

式中

 d ——轴的直径 cm M_t ——轴传递的额定扭矩, kgf·cm, $M_t = 97400 \frac{N}{n}$ N ——轴传递的额定功率 kW n ——轴的转速 r/min $[\tau]$ ——轴的许用扭应力 kgf/cm², 见表 28-1-5 A ——按 $[\tau]$ 而定的系数, 见表 28-1-5 $\gamma = \frac{d_0}{d}$ ——空心圆轴的内直径 d_0 与外直径 d 之比, 数值 $\sqrt[3]{\frac{1}{(1-\gamma^4)}}$ 见图 28-1-5表28-1-5 几种常用轴材料的 $[\tau]$ 及 A 值

轴 的 材 料	A3, 20	35	45	40Cr, 35SiMn, 42SiMn, 38SiMnMo, 20CrMnTi, 2Cr13
$[\tau]$ kgf/cm ²	120~200	200~300	300~400	400~520
A	16~13.5	13.5~11.8	11.8~10.7	10.7~9.8

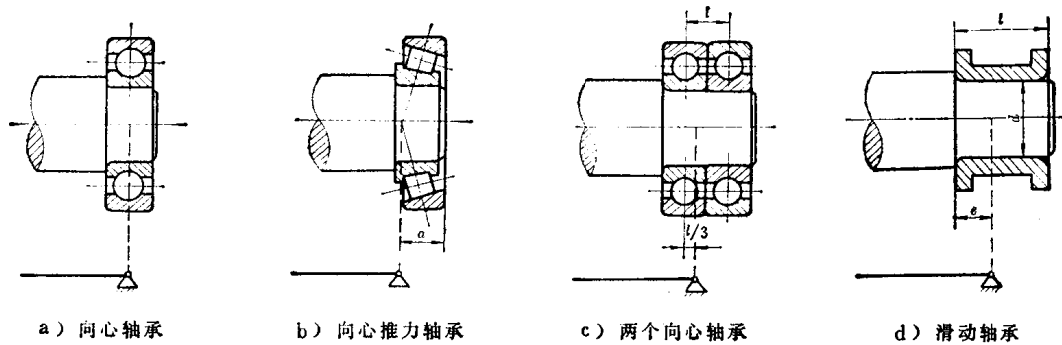
注: 1. 当弯矩相对扭矩很小或只受扭矩时, $[\tau]$ 取较大值, A 取较小值。2. 当用 A3 及 35SiMn 时, $[\tau]$ 取较小值, A 取较大值。图28-1-4 $d = \sqrt[3]{\frac{5M_t}{[\tau]}}$ 或 $d = A \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ 计算线图图28-1-5 空心圆轴的数值 $\sqrt[3]{\frac{1}{(1-\gamma^4)}}$

3.2 许用弯曲应力算法

计算时, 把轴当置于铰链支座上的梁。

轴上零件传来的力, 通常当作集中力来考虑, 其作用点取为零件轮缘宽度的中点。轴上扭矩则从轮毂宽度的中点算起。轴上支承反力的作用点, 根据轴承的类型和组合按图 28-1-6 取定。

如果作用在轴上的各载荷, 不在同一平面内, 可分解到两个相互垂直的平面, 然后分别求这两个



当 $\frac{l}{d} \leq 1$, $e = 0.5 l$

$\frac{l}{d} > 1$, $e = 0.5 d$

但不小于 $(0.25 \sim 0.35) l$
对调心轴承, $e = 0.5 l$

图28-1-6 轴上支承反力的作用点

表28-1-6 按许用弯曲应力法的计算公式

实 心 圆 轴	空 心 圆 轴
$\sigma = \frac{10\sqrt{M^2 + (\alpha M_t)^2}}{d^3} \leq [\sigma_{-1}]$ $d \geq \sqrt[3]{\frac{10\sqrt{M^2 + (\alpha M_t)^2}}{[\sigma_{-1}]}}$	$\sigma = \frac{10\sqrt{M^2 + (\alpha M_t)^2}}{d^3} \cdot \frac{1}{(1-\gamma^4)} \leq [\sigma_{-1}]$ $d \geq \sqrt[3]{\frac{10\sqrt{M^2 + (\alpha M_t)^2}}{[\sigma_{-1}]}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{(1-\gamma^4)}}$

式中 σ ——轴计算截面上的工作应力 kgf/cm^2
 d ——轴的直径 cm
 M ——轴计算截面上的合成弯矩 $\text{kgf}\cdot\text{cm}$
 M_t ——轴计算截面上的扭矩 $\text{kgf}\cdot\text{cm}$
 α ——根据扭应力变化性质而定的校正系数;

扭应力按对称循环变化时, $\alpha = 1$, 扭应力按脉动循环变化时, $\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]}{[\sigma_0]} \approx 0.6$

扭应力不变时, $\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]}{[\sigma_{+1}]} \approx 0.3$

$\gamma = \frac{d_0}{d}$ ——空心轴的内径 d_0 与外径 d 之比, 数值 $\sqrt[3]{\frac{1}{(1-\gamma^4)}}$ 见图28-1-5

$[\sigma_{-1}]$ ——许用弯曲应力 kgf/cm^2 , 其值为 $[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1} \cdot \beta \varepsilon_\sigma}{[n] K_\sigma}$

按表28-1-6的公式求轴直径时, 可取 $[\sigma_{-1}] \approx 0.1 \sigma_b$

σ_{-1} ——对称循环应力下材料试件的弯曲疲劳极限 kgf/cm^2

ε_σ ——弯曲时绝对尺寸影响系数, 其值见附录图1

β ——表面质量系数, 其值见附录图2、3及附表2

K_σ ——有效应力集中系数, 其值见表28-1-7或附录图4、6、8

$[n]$ ——按疲劳强度的许用安全系数, 其值应根据同类机器的实践经验确定。一般可取,

当载荷确定精确、对材料性能确有把握时, $[n] = 1.3 \sim 1.5$

当载荷确定不够精确、材料性能不够均匀时, $[n] = 1.5 \sim 1.8$

当载荷确定不精确、材料性能均匀性较差时, $[n] = 1.8 \sim 2.5$

① 弯曲应力按脉动循环变化时, $[\sigma_{-1}]$ 应以 $[\sigma_0]$ 代替, $[\sigma_0] \approx 1.6[\sigma_{-1}]$ 。

② 当轴表面经过强化处理或在腐蚀介质中工作时, 一般按强化或腐蚀情况选取。

③ 当同一截面处有几个应力集中源时, 取各源所引起的应力集中的最大值。

表28-1-7 有效应力集中系数 K_σ 的概略值

应力集中源 kgf/mm ²	轴肩圆角、环槽		横 孔 $\frac{d_0}{d} = 0.05 \sim 0.25$	键 槽	花键、 齿轮轴	螺 纹	过 盈 配 合 ($p \geq 2 \text{ kgf/mm}^2$)
	$\frac{r}{d} = 0.02$	$\frac{r}{d} = 0.10$					
$\sigma_b \leq 70$	2.5	1.6	1.9	1.75	1.6	2	2.4
$\sigma_b \geq 100$	3	1.7	2.1	2	1.75	2.6	3

平面内的弯矩，再按矢量法求得合成弯矩。当轴上的轴向力较大时，应计及其引起的正应力。

轴的直径由表 28-1-6 的公式计算，或由图 28-1-7 线图查得。如果截面处有按 GB1095-79 的标准平键槽时，应将求得直径按下列表值增大，然后圆整至标准值 (JB 176-60)。

轴的直径 mm	<30	30~100	>100
有一个键槽时的增大值 %	7	5	3
有两个键槽相隔 180° 分布时的增大值 %	15	10	7

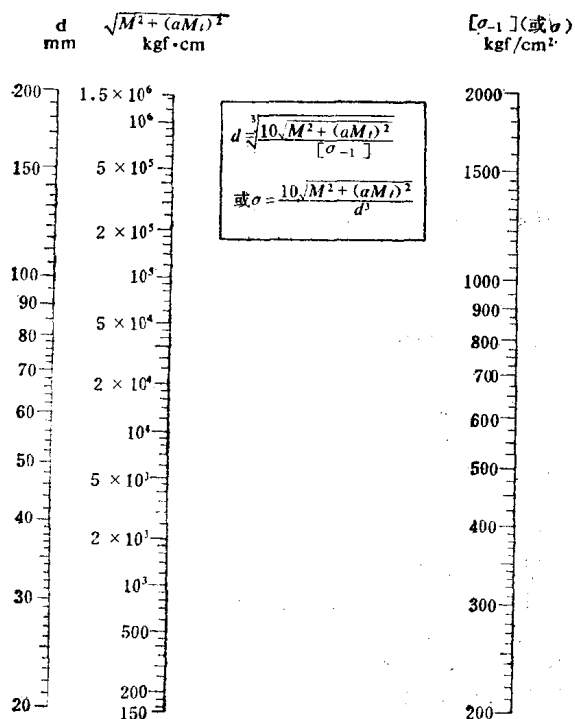
图28-1-7 $d = \sqrt[3]{\frac{10 \sqrt{M^2 + (\alpha M_t)^2}}{[\sigma_{-1}]}}$ 计算线图

图 28-1-7 中，对空心圆轴，应把查得的 d 乘以图 28-1-5 中的数值 $\sqrt[3]{\frac{1}{(1-\gamma^4)}}$ ；如果 $\sqrt{M^2 + (\alpha M_t)^2}$

或 d 超过线图的范围，可把 $\sqrt{M^2 + (\alpha M_t)^2}$ 除或乘以 10^3 ，把查出的 d 放大或缩小 10 倍。

3.3 安全系数校核算法

安全系数的校核计算有两种情况，即：根据材料疲劳极限计算轴危险截面处的疲劳强度安全系数，和根据材料屈服强度计算轴危险截面处的静强度安全系数。

危险截面的位置应是弯矩等较大及截面面积较小处，当按疲劳强度计算时，还应考虑应力集中较严重处；也就是实际应力较大的截面。

3.3.1 按疲劳强度的安全系数计算

轴的疲劳强度，按轴上长期作用的最大变载荷进行计算。

1) 危险截面安全系数 n 的校核计算式

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] \quad (28-1-1)$$

式中 n_σ ——只考虑弯矩作用时的安全系数

n_τ ——只考虑扭矩作用时的安全系数

$[n]$ ——按疲劳强度计算的许用安全系数，与许用弯曲应力算法所用许用值同

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} \sigma_a + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_s} \sigma_m}$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \epsilon_\tau} \tau_a + \frac{\tau_{-1}}{\tau_s} \tau_m}$$

σ_{-1} 、 τ_{-1} ——对称循环应力下材料试件的弯曲和扭转疲劳极限 kgf/cm²

K_σ 、 K_τ ——弯曲和扭转时的有效应力集中

⊖ 同一截面处有几个应力集中源时，取应力集中的最大值。

系数, 其值见附录图 4~9

β ——表面质量系数, 与许用弯曲应力
计算法所用值同

ε_σ 、 ε_τ ——弯曲和扭转时的绝对尺寸影响系
数, 其值见附录图 1

σ_s 、 τ_s ——材料试件的拉伸和扭转屈服强度
kgf/cm²

σ_a 、 σ_m ——弯曲应力的应力幅和平均应力
kgf/cm²

τ_a 、 τ_m ——扭应力的应力幅和平均应力
kgf/cm², 对一般传递动力的轴,

可取 $\sigma_a = \frac{M}{Z}$ 、 $\sigma_m = 0$ 及 $\tau_a = \tau_m$

$= \frac{M_t}{2Z_p}$, 当轴不转动或轴的外力

随轴一起转动时, 取 $\sigma_a = \sigma_m$

$= \frac{M}{2Z}$, 当轴常需正反转时, 取

$\tau_a = \frac{M_t}{Z_p}$ 、 $\tau_m = 0$

M 、 M_t ——轴危险截面上的弯矩和扭矩
kgf·cm

Z 、 Z_p ——轴危险截面的抗弯和抗扭截面系
数 cm³, 见表 28·1-8~10

2) 轴在整个工作寿命期间, 如有几种大小不
等而作用总次数均较多的载荷, 则应按其中最大者
计算, 这时在计算 n_σ 、 n_τ 式中的 σ_a 及 τ_a 项应乘
以系数 K_p , 其计算式

$$K_p = \sqrt[9]{\sum \frac{N_i}{N_0} \left(\frac{M_{ti}}{M_{tmax}} \right)^9}$$

式中 N_0 ——应力循环基数。对钢, $N_0 \approx 10^7$

N_i ——相应于扭矩 M_{ti} 时的应力循环次数

M_{ti} ——相应于应力循环次数 N_i 时的扭矩
kgf·cm

M_{tmax} ——轴长期传递的最大扭矩 kgf·cm

当载荷变化不大时, 可取 $K_p = 1$

对于材料内部可能存在不同程度的裂纹或其他
缺陷的轴, 当裂纹尺寸小于临界值时, 在交变应力
作用下, 裂纹将作稳态扩展, 直至达到临界值时发
生脆性破坏。因此, 轴的使用寿命, 决定于裂纹的稳
态扩展速度。对于这种情况, 应根据断裂力学的方法
计算(参见第 19 篇)。所以, 对重要的轴, 除检查
表面质量外, 还应对应内部进行无损探伤, 如发现缺
陷, 应根据断裂力学判定其寿命, 决定是否可用。

3.3.2 按静强度的安全系数计算

轴的静强度, 是根据轴的短时最大载荷(包括
冲击载荷)来计算的。

危险截面安全系数的校核计算式

$$n_s = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n_s] \quad (28 \cdot 1-2)$$

式中 n_{σ} ——只考虑弯曲时的安全系数

n_{τ} ——只考虑扭转时的安全系数

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_s}{\frac{M_{max}}{Z}}$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_s}{\frac{M_{tmax}}{Z_p}}$$

σ_s 、 τ_s ——材料试件的拉伸和扭转屈服强度
kgf/cm²

M_{max} 、 M_{tmax} ——轴危险截面上的最大弯矩和最大
扭矩 kgf·cm

Z 、 Z_p ——轴危险截面的抗弯和抗扭截面系
数 cm³, 见表 28·1-8~10

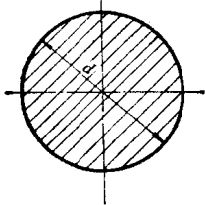
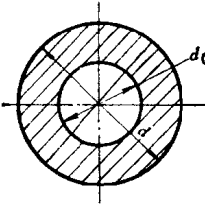
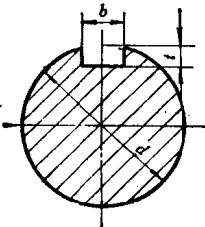
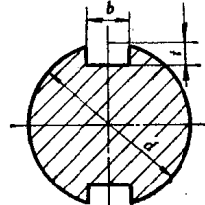
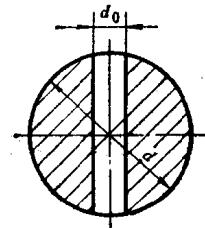
$[n_s]$ ——按屈服强度的许用安全系数, 其
值应根据同类机器的实践经验确
定, 一般可取:

当最大载荷能准确求得时, 对高
塑性钢轴($\sigma_s/\sigma_b \leq 0.55$), $[n_s] =$
1.2~1.6; 对中等塑性钢轴($\sigma_s/\sigma_b = 0.55 \sim 0.7$), $[n_s] = 1.4 \sim$
1.8; 对低塑性钢轴, $[n_s] = 1.7 \sim$
2.2; 对铸造轴以及脆性材料制成
的轴, $[n_s] = 1.6 \sim 2.5$; 如果最大
载荷只能近似求得时, 上述 $[n_s]$
值应增大 20~50%

3.4 轴的强度计算举例

图 28·1-8 a、b, 为一起重机用减速器中间齿
轮轴的受力简图和结构尺寸。轴传递的扭矩 $M_t =$
27100 kgf·cm; 轴所受力, 当分解至垂直与水平两
个平面时, 其方向与大小见图 28·1-8 c、d; 轴
的材料为 20CrMnTi, 齿轮经渗碳、淬火、回
火。

表28·1-8 抗弯和抗扭截面系数 Z 及 Z_p 的计算公式①

截 面 形 状	Z	Z_p
	$\frac{\pi d^3}{32} \approx 0.1 d^3$	$2Z$
	$\frac{\pi d^3}{32} (1 - \gamma^4) \approx 0.1 d^3 (1 - \gamma^4)$ $\left(\gamma = \frac{d_0}{d} \right)$	$2Z$
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} \left(1 - 1.69 \frac{d_0}{d} \right)$	$\frac{\pi d^3}{16} \left(1 - \frac{d_0}{d} \right)$

① 开有键槽的轴和花键轴，也有按内接圆直径计算其抗扭截面系数的。

(续)

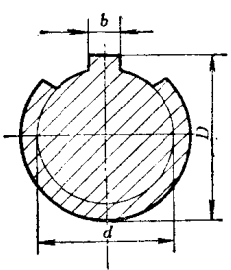
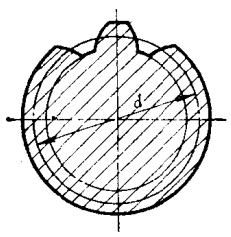
截 面 形 状	Z	Z_p
	$\frac{\pi d^4 + b Z_n (D - d)(D + d)^2}{32 D}$ (Z_n —花键齿数)	$2Z$
	$\frac{\pi d^3}{32} \approx 0.1 d^3$	$2Z$

表28-1-9 有标准键槽处的截面系数 Z 、 Z_p 及截面积 A

d mm	键 截 面 尺 寸 $b \times h$ mm	单 键			双 键		
		Z cm^3	Z_p cm^3	A cm^2	Z cm^3	Z_p cm^3	A cm^2
18	6 × 6	0.450	1.02	2.34	0.327	0.90	2.13
19		0.541	1.21	2.63	0.408	1.08	2.41
20		0.643	1.43	2.93	0.500	1.29	2.72
21		0.756	1.67	3.25	0.603	1.51	3.04
22		0.882	1.93	3.59	0.719	1.76	3.38
24	8 × 7	1.09	2.45	4.20	0.824	2.18	3.88
25		1.25	2.79	4.59	0.970	2.50	4.27
26		1.43	3.15	4.99	1.13	2.86	4.67
28		1.83	3.98	5.84	1.50	3.65	5.52
30		2.29	4.94	6.75	1.93	4.58	6.43