

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

711-62
3
3128

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

28-Ⅶ 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

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向。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

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 $\text{kcal/(kg}\cdot\text{deg)}$
 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 ——截面板惯性矩 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_0 ——应力集中系数

K_σ ——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_t ——扭矩、力矩 $\text{kgf}\cdot\text{cm}$
 M_{tj} ——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

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	附表 1 轴的常用材料及其试件的主要机械性能.....	28-136
9.5 离合器计算	28-103	附表 2 各种强化处理的表面质量系数 β_3	28-138
		附表 3 轴的挠度 γ 与偏转角 θ 的计算公式.....	28-139
		附图 1 零件的绝对尺寸影响系数 e_0 和 e_r	28-140
		附图 2 各种加工情况的表面质量系数 β_1	28-140
		附图 3 腐蚀情况的表面质量系数 β_2	28-140
		附图 4 弯曲时圆角的有效应力集中系数 K_σ	28-141
		附图 5 扭转时圆角的有效应力集中系数 K_τ	28-141
		附图 6 弯曲时轴上配合零件边缘处有效	

第 5 章 制 动 器

1 概 述	28-107
2 制动力矩的确定	28-107
2.1 制动类型	28-107
2.2 负载力矩的计算	28-108
2.3 传动系统的等效飞轮矩	28-108
2.4 给定条件下的负载力矩	28-110
3 外抱块式制动器	28-110
3.1 结构型式	28-110
3.2 设计计算	28-112
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 8 弯曲时, 螺纹、槽、横孔的有效 应力集中系数 K_σ 28-143
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 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

28-Ⅶ 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。

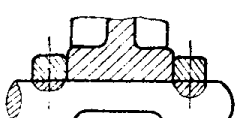
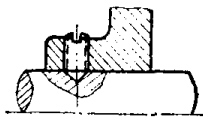
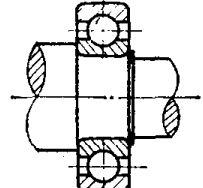
轴的截面变化处（如轴肩、键槽、环槽等），会产生应力集中，是多数轴产生疲劳破坏部位。为了保证轴的疲劳强度，轴肩处的过渡圆角半径不应过小（见表 28·1-2、3）。如此圆角半径受轴肩限制，则可改用凹切圆角或过渡肩环，如图 28·1-1。

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

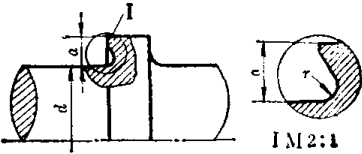
⊖ 曲轴见第19篇和第74篇。

(续)

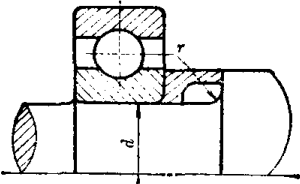
固定方式	简图	说明
锁紧挡圈		结构简单, 但只能承受较小轴向力, 不宜用于高速 螺钉锁紧挡圈的结构尺寸见 GB884-76
紧定螺钉		可兼作周向固定, 但传递载荷能力较小, 不宜用于高速 固定螺钉用孔的结构尺寸见 Q/ZB146-73
弹性挡圈		结构的工艺性较好。挡圈位于受载荷轴段时, 削弱轴的强度较严重 轴用弹性挡圈的结构尺寸见 GB894-76

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_o 。



a) 四切圆角



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)

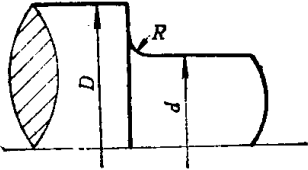
mm

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 。

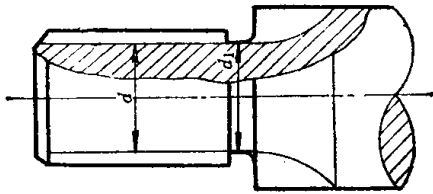
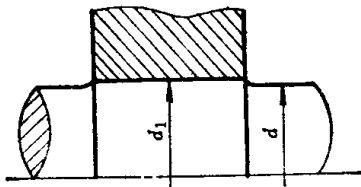
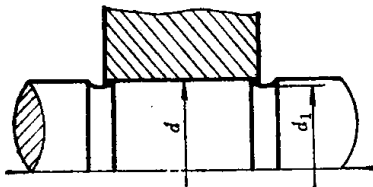


图28-1-2 采用花键联接时的一种结构



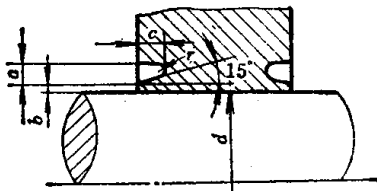
$$d_1 = 1.05d$$

a) 增大配合处直径



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

b) 轴上开减载槽



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

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

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) 许用扭应力计算法: 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) 许用弯曲应力计算法: 用于承受较大弯矩的轴;

3) 安全系数校核计算法: 用于精确评定或校核轴的安全裕度。

3.1 许用扭应力计算法

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。

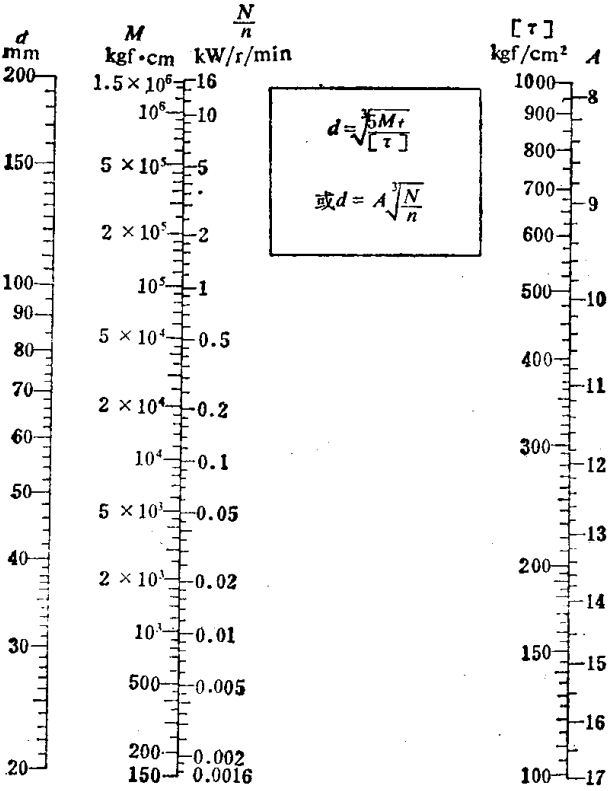


图28-1-4 $d = \sqrt[3]{\frac{5M_t}{[\tau]}}$ 或 $d = A \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ 计算线图

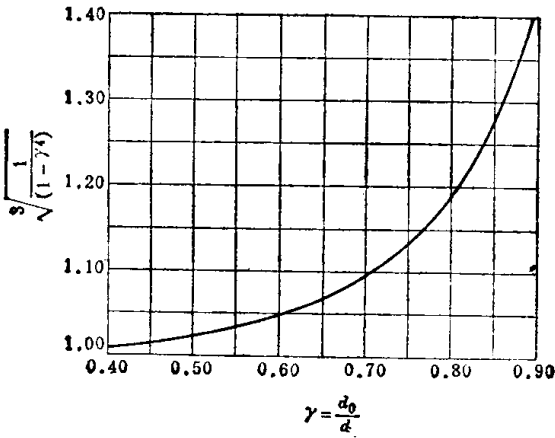
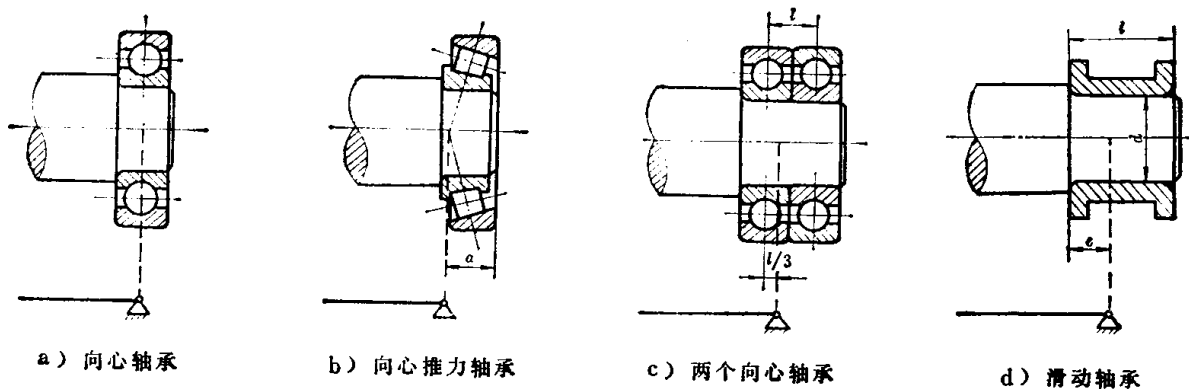


图28-1-5 空心圆轴的数值 $\sqrt[3]{\frac{1}{(1-\gamma^4)}}$

3.2 许用弯曲应力算法

计算时, 把轴当作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 $\frac{l}{d} \leq 1$, $e = 0.5l$

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

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

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

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, $[n] = 1.8 \sim 2.5$

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

⊖ 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。

⊖ 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

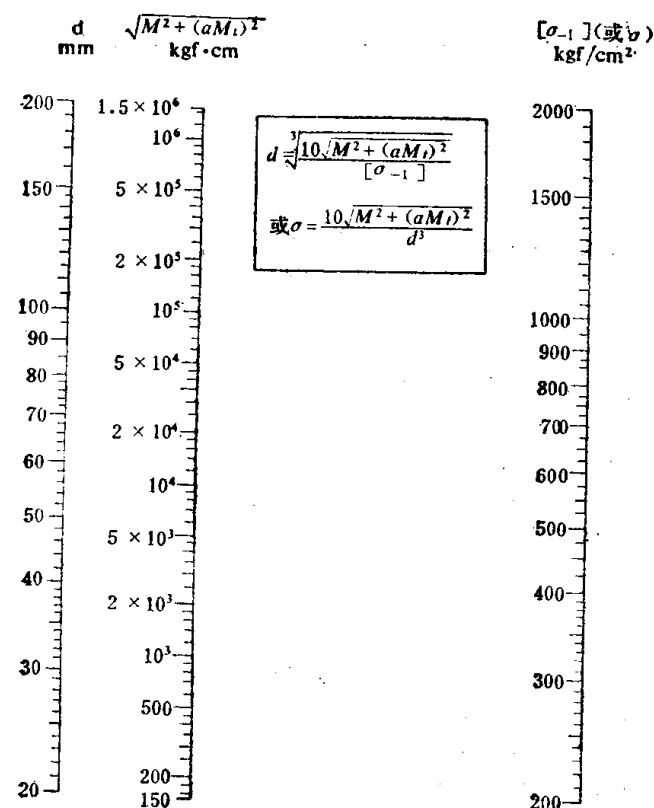
图28·1-7 $d = \sqrt[3]{\frac{10\sqrt{M^2 + (\alpha M_t)^2}}{[\sigma_{-1}]}}$ 计算线图

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 安全系数校核计算法

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，与许用弯曲应力计算法所用许用值同

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

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

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_F , 其计算式

$$K_F = \sqrt[0]{\frac{\sum \frac{N_i}{N_0} \left(\frac{M_{ti}}{M_{tmax}} \right)^0}$$

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 $K_F = 1$

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

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

式中 $n_{s\sigma}$ ——只考虑弯曲时的安全系数

$n_{s\tau}$ ——只考虑扭转时的安全系数

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

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

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 20 CrMnTi, 齿轮经渗碳、淬火、回
火。