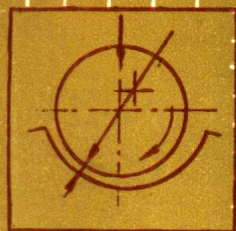


高等学校教材

机械设计

第二版

余俊 全永昕 余梦生 张英会 主编



2

高等教育出版社

高等学校教材

机械 设计

第 二 版

余俊 全永昕 余梦生 张英会 主编

高等教育出版社

本书是在北京钢铁学院等八院校合编《机械零件》的基础上, 根据几年来使用的实践经验和高等工程教育改革及发展的需要修订而成的。

本版在保持第一版特色的前提下, 在内容上作了较多的调整和更新, 以力求更加符合教学需要。全书共 16 章, 包括绪论, 机械零件的静应力和变形, 机械零件的疲劳强度计算, 摩擦、磨损与润滑原理, 机械零件常用的材料, 弹簧, 螺纹零件, 齿轮传动, 蜗杆传动, 带传动和链传动, 机械传动型式的选择, 轴、轴毂联接、联轴器、离合器、制动器, 滑动轴承, 滚动轴承, 机械零部件的润滑与密封等章。

本书可作为要求较高的机械类专业的教材, 也可供高等学校有关师生及工程技术人员参考。

高等学校教材

机 械 设 计

第 二 版

余俊 全永昕 余梦生 张英会 主编

*

高等教育出版社出版

新华书店北京发行所发行

国防出版社印刷厂印装

*

开本 787×1092 1/16 印张 30.75 字数 706,000

1979 年 9 月第 1 版 1986 年 5 月第 2 版 1986 年 6 月第 1 次印刷

印数 00,001— 8,140

书号 15010·0726 定价 4.65 元

第二版序

本书第一版《机械零件》于1980年作为高等学校试用教材出版。根据几年来各校试用这本教材的实践经验,并考虑高等工程教育改革和发展的需要,现对该书进行了修订,并改名为《机械设计》。本版较之第一版在内容上作了较多的调整和更新,以力求符合教学需要。本书可作为高等工业学校要求较高的机械类专业的教材。

本书基本上保持了第一版的体系和特色。与第一版相比,删去了“可靠性概述”一章;“渐开线齿轮传动”和“圆弧齿圆柱齿轮传动”合并成为“齿轮传动”一章;删去“设计实例分析”;取消附册,把有关必要的内容编入相应各章;对“绪论”、“齿轮传动”、“蜗杆传动”、“滑动轴承”等章作了较大的改编或重写。其他各章也都有不同程度的更新和修改。

本书采用的设计计算方法,主要是从教学要求出发,使读者能掌握设计计算的基本理论和方法,从而能正确理解和使用设计规范。因此,书中所列计算公式和数据不一定与有关专业规范完全相同。编者在修订时已力求使编入的方法和数据能适用于一般机械设计中的设计计算。但当进行专业设备的实际设计时,还应参照有关规范。

本书采用了我国的法定计量单位。对于已有标准的名词术语和符号,基本上予以采用;其余则采用了惯用的术语和符号。

本书因限于篇幅,对于一些加深的内容以及某些公式推导用小号字排印。还有一些不易详尽说明的内容用[]注明了参考文献,以便读者参阅。

参加本书修订编写工作的有:张英会(第一、六章),俞海清(第二章、第三章3-8节),余俊(第三、十五章),郑林庆(第四章),余梦生(第五、八、十一章),郭可谦(第七章),陈谌闻(第八章8-7节),孟惠荣(第九章),徐溥滋、陈铁鸣(第十章),全永昕(第十二、十三章),张桂芳(第十四章),黄纯颖(第十六章);并由余俊、全永昕、余梦生、张英会主编。全书插图由李正熹负责整理、改绘。

本书承上海交通大学辛一行和上海工业大学唐金松审阅,提出很多宝贵意见,编者对此深表感谢。

最后,欢迎读者对本书中错误或不妥之处提出批评,意见请寄北京沙滩后街高等教育出版社转。

编者

1984年11月

第一版序

本书是根据教育部的委托和青岛会议通过的本门课程教材编写大纲,以及1977年工科基础课教材座谈会精神编写的。在编写过程中,力求贯彻下列原则:

1. 加强机械设计的基础理论,反映新的科学分析方法和承载能力计算方法。
2. 突出设计思想和设计方法的训练,着重培养学生在机械零件设计方面的分析和解决问题的能力。
3. 删除烦琐陈旧内容,吸收国内外科学技术新成就;注意份量适当,叙述符合认识规律。
4. 认真总结建国以来的教学和课程改革正反两方面经验,注意理论联系实际,适应四个现代化的需要。

本书第1至第5章主要讲述机械零件设计的基本理论、原则和方法,是属于机械零件设计中带有共性的基础理论。第6至第17章讲述通用零件和部件设计。最后有5个设计实例,综合运用前面所学内容,从总体上加以提高和加深。大部分的章后附有习题,可供复习参考。第18章可靠性概述为选学内容。

考虑到机械类专业很多,各校情况又不尽相同,因此,教学中可不受本书编排的限制,而根据需要适当调整,有的内容学生可以自学。

设计实例根据具体情况可选学1~2个即可。

为了方便使用,本书对与正文讲解无关、而只供计算用的图表,均编入附册中,另册出版。附册的图表编号前都加字母F。凡在有关手册中可查到的资料和数据,本书不再编入。

全书采用国际单位制(SI),尽量采用国际通用的符号和脚注。单位换算表和常用符号说明见附册。

参加本书编写的同志有:清华大学郑林庆(第4章)、俞海清(第2章和第3章中的断裂力学部分)、黄纯颖(第17章),华中工学院余俊(第3、16章),哈尔滨工业大学陈谌闻(第9章)、徐溥滋和陈铁鸣(第11章),北京航空学院郭可谦(第7章、实例1),浙江大学全永昕(第13、14章)、叶显樨,(实例4),天津大学张桂芳(第15章),中国矿业学院孟惠荣(第10章),北京钢铁学院范垂本(第1、8、18章)、张英会(第6章、实例5)、余梦生(第5、12章、实例2)、傅德明和李正熹(实例3),第8章圆锥齿轮部分由孟惠荣提出初稿。全书由范垂本担任主编。编写中,首钢设计院曾大力支持。最后协助整理插图的还有北京钢铁学院机械设计教研室的郭启扬、温友淦、于晓红及其他同志。

本书承上海交通大学辛一行、董勋、马家瑞、汪一麟,上海工业大学唐金松、颜思健、朱传镛等同志承担主审,对初稿提出了不少宝贵意见;参加审稿的还有西安交通大学、西北工业大学、成都科技大学、重庆大学、南京工学院、华南工学院、同济大学、太原工学院、大连工学院以及其他兄弟

院校的同志；在编写中，还蒙很多兄弟院校、科研、设计和生产单位，从各方面支持和提供方便，对以上所有的单位和同志，在此一并表示衷心感谢。

由于编者水平有限，时间仓促，书中缺点错误在所难免，尤其某些带尝试性的写法，尚需通过实践检验。我们期望通过试用，能获得各方面的批评指正。

编者

1979年4月

符 号 表^①

A ——面积、滚动轴承轴向外载荷、工作状况的	数
a ——传动装置中心距、振幅的、轴向的	r ——半径、循环特征值、径向的、相对的
B ——宽度	S ——安全系数、零件的强度、屈服的
b ——宽度、齿宽、弹簧的高径比、弯曲的、基圆的	s ——弧长、厚度、螺距、应力的
C ——常数、系数、滚动轴承的额定动载荷	T ——转矩、韧性模量
c ——系数、间隙、刚度系数、压缩的、离心的、临界的、计算的	t ——时间、深度、温度、端面的、切向的、周向的、时间的、扭矩的
D ——直径	U ——能量、速度
d ——直径	u ——齿数比、次数、指数、比值、速度
E ——弹性模量、能、弹性的	V ——体积、当量的
e ——偏心距、齿槽宽、弹性的、外部的、当量的	v ——线速度、速度的、动载荷的
F ——力、失效概率	W ——截面系数、功、载荷
f ——频率、偏差、摩擦系数、系数、齿根的、摩擦的	w ——单位长度上的载荷、速度、工作的
G ——切变模量	$X、Y、Z$ ——坐标轴
g ——重力加速度	x ——坐标、线位移、变位系数、轴向的、 X 方向的
H ——高度、厚度、接触应力的、硬度的	y ——坐标、挠度
h ——高度、厚度、小时、按小时计的	z ——齿数、头数、个数
I ——截面惯性矩	α ——角度、压力角、系数、端面的
i ——传动比、任意整数、个数、内部的、内侧的	β ——角度、纵向的、系数、轴向的
J ——转动惯量	γ ——角度、总的、综合的
K ——温度、应力强度因子、与载荷有关的系数、系数	δ ——厚度、角度、挠度、随机变量、微量
k ——系数	ϵ ——应变、重合度、偏心率、指数、系数
L ——长度、寿命、导程	η ——效率、粘度
l ——长度	θ ——角度
M ——弯矩、力矩	λ ——角度、系数、指数、压杆的柔度(长细比)、膜厚比、弹簧的变形
m ——质量、模数、指数、平均的、中点的	μ ——系数、比值、压杆的长度折算系数
N ——循环次数、正压力的	ν ——泊松比
n ——转速、个数、法向(面)的	ρ ——密度、摩擦角、当量曲率半径、半径
P ——功率、滚动轴承的当量动载荷	Σ ——轴交角、代数和、总和的
p ——齿距、周节、节距、压强、压力的	σ ——应力、拉应力、离差、系数
Q ——失效概率、热量、流量、滚动轴承滚动体的载荷	τ ——切应力
q ——优先数列公比、单位流量、单位长质量、系数	φ ——角度
R ——半径、曲率半径、可靠度、粗糙度、弹簧的阻尼系	

① 符号均以各章规定的定义为准,此处未包括的符号也以各章为准。

ω ——角速度
 ψ ——系数
 1——序号、小轮的

2——序号、大轮的
 []——许用的

材料性能方面的符号

σ_B ——抗拉强度极限
 σ_{hb} ——抗弯强度极限
 σ_p ——比例极限
 σ_E ——弹性极限
 σ_S ——屈服极限
 σ_{Sc} ——抗压屈服极限
 $\sigma_{0.2}$ ——屈服强度
 τ_B ——剪切强度极限

τ_s ——剪切屈服极限
 σ_{-1} ——对称拉压循环疲劳极限
 τ_{-1} ——对称扭转循环疲劳极限
 σ_0, τ_0 ——脉动循环疲劳极限
 HB——布氏硬度
 HRC——洛氏硬度
 HV——维氏硬度

刚体力学方面的符号

F ——力
 F_t ——切向力、圆周力
 F_a, F_x ——轴向力
 F_r ——径向力
 F_n ——法向力
 F_f ——摩擦力

f_e ——当量摩擦系数或转化摩擦系数
 I ——截面惯性矩
 J ——极惯性矩
 m_e ——等效质量
 n_c ——临界转速

材料力学方面的符号

σ ——正应力、拉应力
 σ_c ——压应力
 σ_b ——弯曲应力
 σ_p ——挤压应力
 σ_H ——接触应力
 τ ——切应力、剪应力
 τ_t ——扭切应力、扭剪应力
 $\sigma_{\max}, \sigma_{\min}$ ——最大、最小应力

σ_a ——应力幅
 σ_m ——平均应力
 σ_e ——当量应力
 N_e ——当量循环次数
 t_e ——当量工作时间
 $[\sigma], [\tau]$ ——许用应力
 S_σ, S_τ —— σ 和 τ 的安全系数
 $S_{\min}$ ——许用最小安全系数

齿轮传动符号

a ——中心距
 a_w ——变位后的中心距、工作中心距
 b ——齿宽
 b_w ——工作齿宽
 c ——顶隙、圆弧齿廓圆心偏移量
 c^* ——顶隙系数
 d ——分度圆直径
 d_o ——节圆直径
 d_a ——顶圆直径
 d_f ——根圆直径
 d_b ——基圆直径

d_1 ——小齿轮分度圆直径
 d_e ——圆锥齿轮大端分度圆直径
 d_v ——当量分度圆直径
 d_m ——圆锥齿轮齿宽中点分度圆直径、平均直径
 h ——全齿高
 h_a ——齿顶高
 h_f ——齿根高
 h_a^* ——齿顶高系数
 i ——传动比（主动件角速度/从动件角速度，减速传动
 $i = u > 1$; 增速传动 $i = \frac{1}{u} < 1$ ）

L ——接触线长度
 m ——直齿轮的模数
 m_n ——法面模数
 m_t ——端面模数
 m_{an} ——圆锥齿轮齿宽中点模数
 p ——周节
 p_t ——端面周节
 p_{bt} ——端面基节
 p_{bn} ——法面基节
 R_a ——圆锥齿轮锥顶距
 r ——分度圆半径
 r_g ——圆弧齿齿根圆角半径
 s ——齿厚
 t ——齿厚
 u ——齿数比(大轮齿数 z_2 /小轮齿数 z_1 , 蜗轮齿数 z_2 , 蜗杆头数 z_1)
 v ——分度圆的圆周速度
 w ——单位接触线长度上的载荷
 x ——(径向)变位系数、圆弧齿廓圆心移距量
 x_t ——切向变位系数
 y ——分离系数
 z ——齿数、头数
 z_v ——当量齿数
 α ——压力角
 α_w ——啮合角
 α_t ——分度圆上端面压力角
 α_n ——分度圆上法面压力角
 α_{wt} ——节圆端面上的啮合角
 α_b ——基准齿形齿形角
 β ——分度圆的螺旋角
 β_b ——基圆螺旋角
 β_m ——圆锥齿轮齿宽中点处的螺旋角
 δ ——分锥角、圆弧齿廓工艺角
 δ_a, δ_f ——顶锥角、根锥角
 ε_a ——端面重合度
 ε_β ——轴向重合度
 ε ——圆弧齿轮传动的重合度
 ε_γ ——总重合度, $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_a + \varepsilon_\beta$
 ρ_F ——渐开线齿廓齿根圆角半径
 θ_a ——齿顶角
 θ_f ——齿根角

μ_s ——圆弧齿轮传动重合度的整数部分
 Σ ——圆锥齿轮传动轴交角
 σ_F ——齿根弯曲计算应力
 σ_{Flim} ——试验齿轮的弯曲疲劳极限应力
 σ_H ——节点的接触计算应力(Hertz 应力)
 σ_{Hlim} ——试验齿轮的接触疲劳极限应力
 σ_{FP} ——弯曲疲劳强度的许用应力
 σ_{HP} ——接触疲劳强度的许用应力
 σ_{Fps} ——弯曲强度的低循环疲劳极限应力
 σ_{Hps} ——接触强度的低循环疲劳极限应力
 ψ_d ——圆柱齿轮齿宽系数, $\psi_d = b/d_1$
 ψ_R ——圆锥齿轮齿宽系数, $\psi_R = b/R_a$
 N, N_e ——应力总循环次数, 应力当量总循环次数
 F_n ——垂直于齿面的法向力
 F_t ——端面分度圆的圆周力
 F_{to} ——端面分度圆的计算圆周力
 F_{mt} ——圆锥齿轮齿宽中点处分度圆的圆周力
 F_{mto} ——圆锥齿轮齿宽中点处分度圆的计算圆周力
 S_F ——齿根弯曲疲劳强度安全系数
 S_H ——齿面接触疲劳强度安全系数
 S_{Fmin} ——弯曲强度的最小安全系数
 S_{Hmin} ——接触强度的最小安全系数
 K_A ——工作情况系数、外部动载荷系数
 K_v ——内部动载荷系数
 K_α ——齿间载荷分配系数
 K_β ——齿向载荷分布系数
 Y_F ——齿形系数
 Y_β ——弯曲强度计算的螺旋角系数
 Y_N ——弯曲疲劳强度计算的寿命系数
 Y_x ——弯曲疲劳强度的尺寸系数
 Y_δ ——齿根圆角敏感系数
 Y_ε ——弯曲强度计算的重合度系数
 Y_s ——齿根应力修正系数
 Y_R ——弯曲强度的表面状况系数
 Y_{sT} ——试验齿轮的应力修正系数
 Z_E ——材料弹性系数
 Z_H ——节点啮合系数
 Z_ε ——接触强度计算的重合度系数
 Z_β ——圆弧齿轮传动接触精度系数
 Z_β ——接触强度计算的螺旋角系数
 Z_N ——接触疲劳强度计算的寿命系数

Z_w ——工作硬化系数

Z_f ——润滑油膜系数

Z_s ——接触疲劳强度的尺寸系数

蜗轮传动符号

a ——不变位时的中心距

a_w ——啮合中心距

b_1 ——蜗杆螺旋部分长度

b_2 ——蜗轮宽度

d_1 ——蜗杆中圆直径

d_2 ——蜗轮分度圆(节圆)直径

d_{m2} ——蜗轮中圆直径

d_{w1} ——蜗杆节圆直径

d_{a1} ——蜗杆齿顶圆直径

d_{f1} ——蜗杆齿根圆直径

d_{e2} ——蜗轮外径

m ——蜗杆轴向模数=蜗轮端面模数

p_x ——蜗杆轴向节距

p_{bn} ——蜗杆法向基节

p_t ——蜗轮端面齿距

p_z ——蜗杆螺旋导程

q ——蜗杆直径系数

z_1 ——蜗杆头数

Z_E ——材料弹性系数

Z_p ——接触系数

Z_A ——寿命系数

Z_n ——转速系数

K_A ——外部动载荷系数

K_v ——内部动载荷系数

S_H ——疲劳点蚀安全系数

S_{Hmin} ——疲劳点蚀计算时的最小安全系数

S_{Fe} ——弯曲折断安全系数

S_{Femin} ——弯曲折断计算时的最小安全系数

S_t ——温升安全系数

σ_{Hlim} ——疲劳点蚀计算时的接触疲劳极限强度

σ_{Folim} ——弯曲计算时的极限齿根弯曲条件应力

β_2 ——蜗轮分度圆(节圆)螺旋角

β_{m2} ——蜗轮中圆螺旋角

γ ——蜗杆中圆导程角

γ_w ——蜗杆节圆导程角

γ_b ——蜗杆基圆导程角

滑动轴承符号

a ——间隙比

B ——轴承宽、瓦宽

c_H ——比热容

d ——轴颈直径

d_0 ——轴承内径

D ——轴承直径

H ——热量

h ——油膜厚度

i ——瓦数

L ——瓦长

N ——功耗

Q ——流量

R_z ——十点不平度平均高

r ——轴颈半径

S ——轴承特性数(径向轴承)

S_p ——轴承特性数(摆动瓦)

e ——偏心率

α ——轴承包角

ψ ——相对间隙

θ ——角坐标

ϕ ——偏位角

目 录

符号表	1	第六章 弹簧	98
第一章 绪论	1	6-1 弹簧的类型和特性	98
1-1 概述	1	6-2 普通圆柱压缩和拉伸螺旋弹簧的基 本理论	101
1-2 载荷	2	6-3 普通圆柱压缩和拉伸螺旋弹簧的设计	105
1-3 损伤和失效	4	6-4 弹簧的材料和许用应力	111
1-4 机械零件工作能力的基本要求	6	6-5 受变载荷弹簧的强度验算	115
1-5 可靠性	8	第七章 螺纹零件	122
1-6 经济性	8	7-1 螺纹	122
1-7 标准化	9	7-2 螺纹联接的类型	123
1-8 结构设计	10	7-3 联接零件	124
1-9 优化设计简述	13	7-4 螺纹联接的拧紧	125
1-10 可靠性设计简述	14	7-5 螺栓组联接受力分析	126
第二章 机械零件的静应力和变形	18	7-6 单个螺栓联接的强度计算	130
2-1 机械零件的应力	18	7-7 螺纹联接的许用应力	136
2-2 机械零件的变形	27	7-8 提高螺栓联接强度的措施	140
2-3 压杆稳定性	33	7-9 螺纹联接的防松	144
第三章 机械零件的疲劳强度计算	39	7-10 螺旋传动	147
3-1 变应力的种类和特性	39	第八章 齿轮传动	156
3-2 疲劳失效机理概述	40	8-1 齿轮的损伤形式及承载能力计 算依据	156
3-3 疲劳曲线($S-N$ 曲线)	42	8-2 渐开线直齿圆柱齿轮传动的强度计算	159
3-4 影响疲劳强度的因素	44	8-3 渐开线斜齿圆柱齿轮传动的强度计算	188
3-5 非对称循环变应力的极限应力图	45	8-4 渐开线直齿圆锥齿轮传动的强度计算	195
3-6 安全系数计算	49	8-5 渐开线曲齿圆锥齿轮传动和准双曲面 齿轮传动简介	203
3-7 不稳定变应力的疲劳强度计算	52	8-6 高速齿轮传动概述	207
3-8 断裂力学在机械零件设计中的应 用简介	55	8-7 圆弧齿圆柱齿轮传动	209
第四章 摩擦、磨损与润滑原理	60	第九章 蜗杆传动	232
4-1 流体动压润滑	60	9-1 蜗杆传动的类型	232
4-2 弹性流体动压润滑	66	9-2 普通圆柱蜗杆传动的主要参数和几何 尺寸计算	235
4-3 润滑状态过渡	73	9-3 蜗杆传动的效率	240
4-4 磨损	78	9-4 蜗杆传动的失效形式和材料选择	242
4-5 金属接触副的摩擦	82	9-5 蜗杆传动的受力分析	243
第五章 机械零件常用材料的选择	86		
5-1 选择材料的基本原则	86		
5-2 机械零件的常用材料	93		

9-6 普通圆柱蜗杆传动的承载能力计算	245	13-7 制动器	379
9-7 蜗杆和蜗轮的结构	250	第十四章 滑动轴承	386
9-8 提高蜗杆传动承载能力的某些措施	251	14-1 概述	386
9-9 其他蜗杆传动简介	253	14-2 混合摩擦轴承的计算	394
第十章 带传动和链传动	260	14-3 液体动压轴承的工作原理和类型	395
10-1 带传动的基本理论	260	14-4 液体动压单油楔径向轴承	396
10-2 三角胶带传动设计	270	14-5 油膜振荡和紊流的影响	407
10-3 其他带传动简介	280	14-6 多油楔液体动压径向轴承简介	409
10-4 链传动的基本理论	285	14-7 液体动压推力轴承	410
10-5 套筒滚子链传动设计	292	14-8 二维雷诺方程的有限差分解法	417
10-6 链轮结构及链传动布置	299	14-9 液体静压轴承简介	420
第十一章 机械传动型式的选择	306	14-10 气体轴承简介	422
第十二章 轴、轴毂联接	313	第十五章 滚动轴承	426
12-1 概述	313	15-1 滚动轴承的类型及特点	426
12-2 轴的材料及其选择	314	15-2 按额定动载荷计算滚动轴承	431
12-3 轴的计算简图	316	15-3 按额定静载荷计算滚动轴承	441
12-4 轴的强度计算	318	15-4 滚动轴承的极限转速	442
12-5 轴的刚度计算	324	15-5 一个支点上安装两个同型号的向心推力轴承的计算	443
12-6 轴的振动计算	328	15-6 不稳定载荷下滚动轴承的计算	444
12-7 轴的结构设计	331	15-7 滚动轴承的组合设计	445
12-8 轴毂联接计算	338	15-8 滚动轴承的弹性流体动压润滑计算	452
第十三章 联轴器、离合器、制动器	354	第十六章 机械零部件的润滑与密封	455
13-1 联轴器和离合器概述	354	16-1 润滑的作用	455
13-2 刚性固定式联轴器	356	16-2 润滑剂	455
13-3 刚性可移式联轴器	357	16-3 润滑方式	461
13-4 弹性联轴器	360	16-4 常用机械零部件的润滑	464
13-5 操纵式离合器	368	16-5 密封装置	471
13-6 自动离合器	375		

第一章 绪 论

1-1 概 述

机械设计主要是研究机械装置和机械系统设计的问题。机械零件是组成机械的基本单元,机械零件的设计是机械设计的组成部分,因而机械零件的设计理论和方法是机械设计的基础。为了对机械设计有一个总体的了解,首先对机械设计的一般原则和顺序作一简要介绍。

一部新的机械由着手设计到正常使用,要经过研究、设计、制造和运行考核等一系列过程。机械设计过程并没有一个通用的固定顺序,须根据具体情况确定。这里以典型的设计顺序为例,说明如下:

(1) 设计任务的研究和制订。根据使用要求和环境条件,确定机械功能的范围和指标,明确设计需要解决的课题和项目,研究实现的可能性,最后制订出完整的设计任务书及明细表。

(2) 方案设计。方案设计的主要目的是根据机械所预期的功能来确定机械的工作原理及技术要求。这一阶段对设计质量的好坏有决定意义,应进行多种方案比较,选择最优方案。

(3) 总体设计。总体设计的目的是根据方案设计所得到的结果进行机械的总体布置。总体设计的内容包括很多方面,如:1) 零部件布置; 2) 对机械的部件和零件进行初步设计并作运动学和动力学分析; 3) 对机械的部件及零件的工作能力进行计算,必要时进行测试和模型试验,取得数据,以改进计算结果; 4) 确定材料的种类和零部件制造方法; 5) 对总体设计进行经济评价。最后绘制总体设计图。

(4) 施工设计。根据总体设计的结果,考虑零件的工作能力和结构工艺性,确定出零件的尺寸和形状以及部件之间的装配尺寸,并绘出零件工作图。

(5) 鉴定和评价。鉴定和评价的目的是考核设计结果是否能满足使用要求,是否能实现预定的功能,可靠性和经济性的指标是否合理,等等。一般情况下,新设计的产品先要经过试制,并进行模型或产品试验,有的甚至还要做破坏性测试,以鉴定产品的质量。

(6) 定型产品设计。经过鉴定,并进行必要的改进之后,要先做出小批量生产的产品定型设计。这种产品制成后,除进行抽样试验外,还应在实际使用条件下试用。通过几个小批量生产,并在进一步考察和验证的基础上,改进原设计之后,即可进行适于机械化和自动化生产的定型产品设计。

设计过程的各个阶段是互相联系的,并且此一阶段发现问题或不当之处,必须返回到前面有关阶段去修改。因此,设计过程是一个不断反馈、不断完善、逐渐接近最优结果的过程。

由上述可见,整个设计过程,包括进行情报资料的收集和掌握,必要的调查研究,分析与综合,计算与试验,绘制图纸,经济分析和考虑制造的可能性等等,需要进行一系列艰巨的工作,才

能将预定的设想最终付诸实现。因此,设计人员必须向有关领域的科技工作者和从事生产实践的工作者学习,并共同合作。

以上设计步骤可用图 1-1 表示。设计过程中如果有不符合要求的结果出现,应将此信息反馈到某一合适的设计步骤,对设计进行修改,直至设计完善为止。

近代由于科学技术的发展,特别是电子计算机的应用和计算数学的完善,给机械设计带来了某些新发展:

(1) 加强了动力学分析,力求准确确定外部和内部动载荷。

(2) 材料强度中的断裂力学方法,结构强度中的有限元法,摩擦磨损和润滑理论等,已应用于某些机械零件的计算中。

(3) 运用模型或原型机和零件的测试,力求设计数据符合实际。

(4) 采用最优化设计、可靠性设计和价值分析等,以提高机械的可靠性和降低成本。

(5) 运用计算机辅助设计(CAD, Computer-Aided Design),包括图形显示和自动绘图。设计一次成功的可能性大大提高。

设计和发展机械产品,应根据我国的经济和社会发展的需要,努力采用适合我国情况的先进技术,切实做到产品性能好、消耗低、效率高、寿命长、成本低、操作可靠、维修方便、外形美观、标准化程度高、符合国家环境保护标准等。

本课程是一门设计性质的技术基础课程,是学习机械工程中许多专业课程和从事机械设备设计的基础。学习本课程时,要求学生具备高等数学、力学、工程图学、机构学、材料学、制造工艺学等基础知识。学习过程中注意综合应用上述知识以期学习本课程之后能初步具备机械设计能力。

以下就机械设计的有关问题,如载荷、失效、工作能力、可靠性、经济性、标准化、结构等方面,作一些简明扼要的介绍。

1-2 载 荷

设计机械时,应根据使用要求和工作情况,使其在最经济条件下,具备必要的工作能力。工作能力指的是:在一定的运动、载荷和环境情况下,机械或零件抵抗可能出现的失效(或损伤)的能力。失效(或损伤)形式主要与载荷和应力有关,因此,机械设计中,首先要分析载荷情况。

载荷包括力和力矩(转矩、弯矩)。本书中,力用 F ,转矩用 T ,弯矩用 M 符号表示。

一、载荷的简化和力学模型

图 1-2a 所示的滑轮轴,用滑动轴承支承。当提升重物,钢丝绳受力时,轴发生弯曲变形(图

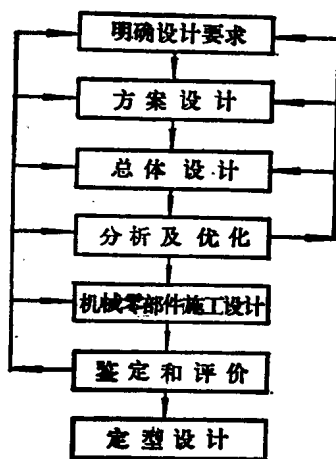


图 1-1 机械设计的分析过程

1-2b)。轮毂和轴承的刚性较大,它们的变形如忽略不计,则轴在轮毂和轴承部分的载荷将呈曲线状分布(图 1-2c)。计算轴的应力和变形时,这种曲线分布载荷,使计算复杂。若将载荷简化为直线分布(图 1-2d),计算就较简单,进一步简化为集中力 F_1 和 F_2 ,轴简化为一直线,即得最简单的力学模型,成为一个简单梁的计算问题。

简化后的载荷数值还应加以修正,例如为了考虑载荷的不均匀分布或计及动载荷,将简化的载荷适当放大,以保证安全。

二、载荷的分类

载荷根据性质可分为静载荷和变载荷。不随时间变化或变化极缓慢的载荷属于静载荷,例如自重,匀速转动时的离心力等等。随时间变化的载荷称为变载荷。载荷循环变化时,称为循环变载荷。每个工作循环内的载荷不变,各循环的载荷又相同的,称为稳定循环载荷(图 1-3)。

若每一个工作循环内的载荷是变动的,称为不稳定循环载荷。例如图 1-4 所示,一个工作循环中,

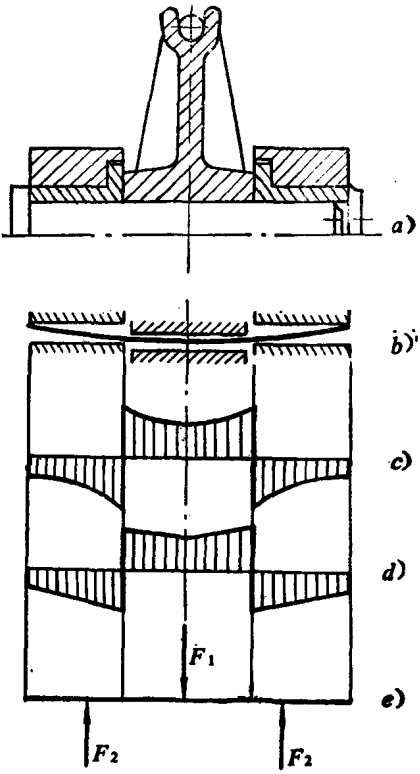


图 1-2 力学模型

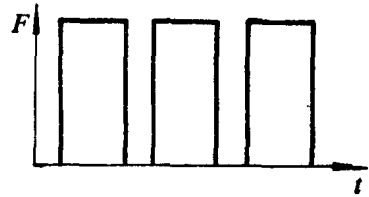


图 1-3 稳定循环变载荷

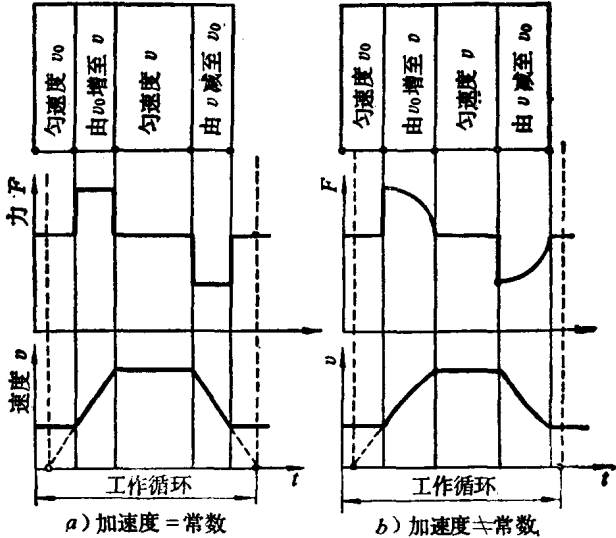


图 1-4 不稳定循环载荷

速度发生变化,载荷也随之不稳定变化。突然作用且作用时间很短的载荷,称为动载荷,例如冲击载荷,机械起动和制动时的惯性载荷,振动载荷等。动载荷也可以是循环作用的,例如多次冲击

载荷。很多机械,例如汽车、飞机、农业机械等等,由于工作阻力、动载荷、剧烈振动等的偶然性,载荷随时间按随机曲线变化(图 1-5),这类载荷称为随机变载荷。



图 1-5 随机变载荷

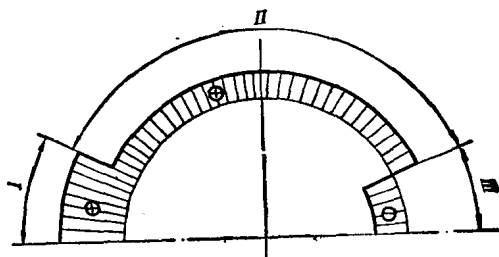


图 1-6 旋转起重机的载荷谱
I—起动; II—匀速运动; III—制动

图 1-3 至图 1-5 的载荷与时间坐标图称为载荷谱,可以用分析法或实测法得出,在很多情况下,只能实测得出。为了计算方便,常将载荷谱简化为简单的阶梯形状,如图 1-6 所示为旋转起重机的半圆周内的载荷谱。设计时,如果有载荷谱资料,可提高所设计机械的可靠性。

载荷又有工作载荷、名义载荷和计算载荷之分。工作载荷是机械正常工作时所受的载荷。当缺乏工作载荷的载荷谱,或甚至难于确定工作载荷时,常用原动机的额定功率计算,这样求出的载荷称为名义载荷。若原动机的额定功率为 $P(\text{kW})$, 额定转速为 $n(\text{r/min})$, 则传动零件上的名义转矩为

$$T = 9550 \frac{P}{n} \eta i \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (1-1)$$

式中 η 和 i 分别是由原动机到所计算的零件之间的运动链的效率和传动比, 传动比 $i = n_1/n_2$, n 为主动件的转速, n_2 为从动件的转速。对于减速传动, $i > 1$, 增速传动 $i < 1$ 。

为了可靠, 计算中应计及工作中产生的各种过载, 过载情况可以通过动力学分析或实测确定, 如缺乏资料时, 可用一个工作状况系数 K_A 近似得出计算载荷:

$$T_0 = K_A T \quad (1-2)$$

式中 T_0 和 T 为计算转矩和工作转矩。工作状况系数 K_A 值随原动机和工作机的种类而异。

按应力随时间变化的情况, 应力也可分为静应力和变应力。受静载荷作用的零件也可以产生变应力, 例如图 1-2 的滑轮轴, 当轴不转动而滑轮转动时, 轴的弯曲应力为静应力, 但是当轴与滑轮固定联接在一起(例如用键联接), 轴也转动时, 轴中的弯曲应力则为变应力。因此, 应力与载荷的性质并不全是对应的。当然变载荷必然产生变应力。

1-3 损伤和失效

机械或零件丧失工作能力或者功能参数降低到限定值以下, 称为失效。例如齿轮、轴、弹簧等零件因疲劳而断裂, 螺栓拉断, 机床因主轴轴承磨损而丧失应有的精度, 内燃机因气缸过度磨损而达不到额定功率等等。

又如轴瓦过度磨损后, 使滑动轴承间隙增大, 不能保持原设计的滑润状态, 或造成轴心过分

跳动,使轴的旋转运动不稳定;齿轮齿面磨损后,使齿轮传动产生过大的附加动载荷和振动,从而使机械的运转精度降低或噪声增加,等等。在这些情况下,机械虽然尚能工作,但需要根据对机械功能的要求来判断是否失效。如果不能满足原设计的要求,则机械虽未破坏,但已失效;如果机械未达到原设计的失效指标,即使零件有损伤,但仍可继续工作。

又如带有疲劳裂纹的零件在高应力、低循环次数的条件下工作,如果裂纹长度未超过许用值,虽有损伤但未失效,直到裂纹长度扩展到规定值时,零件才失效。这就是零件在有限寿命下工作的特点。

有时,零件未出现损伤而失效。例如轴的弹性变形过大,超过规定值,使机械不能达到预期的功能(精密机床主轴的弹性变形过大,使加工的零件不能达到所需要的精度);滑动轴承因设计不当而产生油膜振荡,等等,都属于这一类。

综上所述,失效和损伤是两个不同的概念:有些零件损伤意味着失效,有些虽损伤但不一定失效,而有些则相反,即失效不一定损伤。

正确地区别失效和损伤,有助于更合理地设计机械及机械零件。

机械零件的主要损伤及失效形式大致有下列类型。

1. 断裂

断裂前有塑性变形和变形能的消耗的,称为韧性断裂(韧断)。断裂前无宏观塑性变形者,称为脆性断裂(脆断)。这两种断裂的发生,不仅与材料的韧性有关,还与有无严重过载、变形速度、应力性质、环境条件等有关。在冲击载荷下,大变形速度使塑性材料也呈现脆断。在常温下呈韧断的材料,在低温下会变为脆断;反之,在常温下呈脆断的材料,在高温时,也会出现韧断。两种断裂在一定条件下会互相转化。

在循环变应力作用下,工作时间较长的零件,最易出现疲劳断裂,这是大多数机械零件的主要失效形式。

断裂是严重的失效形式,出现断裂使零件不能工作,有时会招致严重的人身和设备事故。因此,对断裂原因,裂纹的发生和扩展条件,扩展速度,材料的强度和韧度的最优搭配,材料抵抗断裂的能力等影响断裂的各种因素,防止断裂的措施,均应进行研究。

2. 过量变形

机械零件受载时,必然发生弹性变形。当严重过载时,如应力超过材料的屈服极限,零件将产生残余塑性变形。变形造成零件尺寸的改变(体积膨胀或收缩)和形状的改变(弯曲或翘曲等),都会影响零件的正确位置,破坏零件或部件之间的相互位置或配合关系,使零件或机械不能正常工作;此外,弹性变形过量,还会引起振动,使零件损坏。例如机床主轴的弯曲变形量超过允许值时,不仅产生振动,而且造成被加工工件质量严重下降。又如电动机的转子轴的弹性变形量过大,将改变转子和定子之间的间隙。塑性变形因为不能恢复,一般不允许出现。

在高温下工作的零件,会发生热变形和热应力,此外,还可能发生蠕变,即应力值虽保持不变,但变形随时间继续增加的现象。

3. 表面损伤