

机械工程手册

第 32 篇 齿 轮 传 动

(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

机械工程手册

第32篇 齿轮传动

(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

本篇主要介绍各类齿轮传动的特点、失效规律、强度计算、参数选择和几何尺寸计算等，着重总结国内的实践经验，也吸取了国外先进的设计方法。全篇以应用广泛的渐开线圆柱齿轮传动、圆锥齿轮传动和蜗杆传动为重点，对于圆弧齿轮传动、渐开线齿轮行星传动、摆线针轮行星传动、谐波齿轮传动等新型齿轮传动及减速器、增速器也作了适当的介绍。

机械工程手册

第32篇 齿轮传动

(试用本)

第一机械工业部郑州机械研究所

太原工学院 主编

沈阳重型机器厂

*

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)

机械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 $787 \times 1092^{1/16}$ ·印张 $21^{3/4}$ ·字数625千字

1980年10月北京第一版·1980年10月北京第一次印刷

印数 00,001—23,800·定价1.60元

*

统一书号: 15033·4610

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)本篇是《机械工程手册》第32篇,由第一机械工业部郑州机械研究所、太原工学院、沈阳重型机器厂主编,参加编写的有东北工学院、第一机械工业部标准化研究所、哈尔滨工业大学、合肥工业大学、冶金工业部北京有色冶金设计研究总院、华南工学院、西北工业大学、北京钢铁学院、首都钢铁公司设计院、洛阳矿山机器厂、上海工业大学、中国矿业学院、北京齿轮厂、南昌齿轮厂、洛阳拖拉机厂、重庆大学、北京起重机厂、华北农业机械化学学院、第一机械工业部西安重型机械研究所、西安公路学院、上海化工学院四川分院、沈阳机电学院、沈阳电工机械厂、上海市纺织科学研究所、上海交通大学、第一机械工业部洛阳矿山机械研究所、沈阳鼓风机厂、第一机械工业部机床研究所、天津市机械研究所、天津市减速器厂、银川通用机器厂、杭州制氧机厂、第一机械工业部机械研究院机电研究所、大连橡胶塑料机械厂、辽阳制药机械厂、上海低压阀门厂、上海传动机械厂、上海隧道建设公司、上海科学技术大学、上海有线电厂、上海市机电设计院等单位。许多有关单位对编审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

a ——中心距、标准齿轮及高变位齿轮的中心距 mm	Δf_a ——中心距偏差 μm
a' ——角变位齿轮的中心距 mm	f_f ——齿形公差 μm
b ——齿宽 mm	Δf_f ——齿形误差 μm
c ——径向间隙、齿顶间隙(锥齿轮用) mm	$f_{f\beta}$ ——螺旋线波度公差 μm
c^* ——径向间隙系数、顶隙系数(锥齿轮用)	$\Delta f_{f\beta}$ ——螺旋线波度误差 μm
c' ——一对齿单位齿宽的最大刚度(一对齿刚度) $\text{N}/(\text{mm}\cdot\mu\text{m})$	f'_i ——切向相邻齿综合公差 μm
c_p ——啮合齿对单位齿宽总刚度的平均值(啮合刚度) $\text{N}/(\text{mm}\cdot\mu\text{m})$	$\Delta f'_i$ ——切向相邻齿综合误差 μm
d ——直径、分度圆直径 mm	f''_i ——径向相邻齿综合公差 μm
d' ——节圆直径 mm	$\Delta f''_i$ ——径向相邻齿综合误差 μm
d_a ——齿顶圆直径 mm	f_o ——中心距极限偏差 μm
d_f ——齿根圆直径 mm	Δf_o ——中心距偏差 μm
E_a^* ——双啮中心距极限偏差 μm	f_{pb} ——基节极限偏差 μm
ΔE_a^* ——双啮中心距偏差 μm	Δf_{pb} ——基节偏差 μm
E_M ——量柱测量距极限偏差 μm	f_{pt} ——周节极限偏差 μm
ΔE_M ——量柱测量距偏差 μm	Δf_{pt} ——周节偏差 μm
E_{Ms} ——量柱测量距最小偏差 μm	Δf_x —— x 方向轴心线的不平行度 μm
E_s ——齿厚极限偏差 μm	Δf_y —— y 方向轴心线的不平行度 μm
ΔE_s ——齿厚偏差 μm	g_a ——啮出线长度 mm
E_{ss} ——齿厚最小偏差 μm	g_f ——啮入线长度 mm
E_w ——公法线平均长度极限偏差 μm	g_a ——啮合线长度 mm
ΔE_w ——公法线平均长度偏差 μm	h ——齿高、全齿高 mm
ΔE_w ——公法线长度偏差 μm	h' ——工作齿高 mm
E_{ws} ——公法线平均长度最小偏差 μm	h_a ——齿顶高 mm
e ——齿槽宽、分度圆齿槽宽、偏心距 mm	h_a^* ——齿顶高系数
F_{bn} ——垂直于轮齿接触线并切于基圆柱的额定法向力 $\text{N}(\text{kgf})$	$\bar{h}_a$ ——弦齿高 mm
F_{bt} ——端面内切于基圆柱的额定法向力 $\text{N}(\text{kgf})$	$\bar{h}_c$ ——固定弦齿高 mm
F'_i ——切向综合公差 μm	h_F ——弯曲计算用的力臂 mm
$\Delta F'_i$ ——切向综合误差 μm	h_f ——齿根高 mm
F''_i ——径向综合公差 μm	i ——传动比
$\Delta F''_i$ ——径向综合误差 μm	j_n ——齿轮副法向侧隙 μm
F_p ——周节积累公差 μm	j_t ——齿轮副圆周侧隙 μm
ΔF_p ——周节积累误差 μm	K ——载荷系数
F_{px} ——轴向齿距的法向极限偏差 μm	K_A ——工况系数
ΔF_{px} ——轴向齿距的法向偏差 μm	K_{Ba} ——胶合计算用的端面载荷分配系数
F_r ——齿圈径向跳动公差 μm	$K_{B\beta}$ ——胶合计算用的齿向载荷分布系数
ΔF_r ——齿圈径向跳动 μm	$K_{B\gamma}$ ——胶合计算用的螺旋线载荷分配系数
F_t ——端面内分度圆柱上的额定圆周力 $\text{N}(\text{kgf})$	K_{Fa} ——弯曲计算用的端面载荷分配系数
F_w ——公法线长度变动公差 μm	$K_{F\beta}$ ——弯曲计算用的齿向载荷分布系数
ΔF_w ——公法线长度变动 μm	K_{Ha} ——接触计算用的端面载荷分配系数
F_β ——齿向公差 μm	$K_{H\beta}$ ——接触计算用的齿向载荷分布系数
ΔF_β ——齿向误差 μm	K_v ——动载系数
f_a ——中心距极限偏差 μm	k ——测量公法线的跨齿数
	m ——模数 mm
	m_n ——法向模数 mm
	m_t ——端面模数 mm
	N ——应力循环次数
	N_e ——当量应力循环次数
	n ——转速 r/min

- n_E ——临界转速 r/min
 P ——功率 kW, PS
 p ——齿距、周节、分度圆周节 mm
 p_z ——导程 mm
 R ——锥距(外锥距) mm
 R_a ——不平度平均高度 μm
 r ——半径、分度圆半径 mm
 S ——安全系数
 S_B ——胶合计算(闪温法)安全系数
 S_F ——弯曲计算安全系数
 S_{Fmin} ——弯曲计算最小安全系数
 S_H ——接触计算安全系数
 S_{Hmin} ——接触计算最小安全系数
 s ——齿厚、分度圆齿厚 mm
 $\bar{s}$ ——弦齿厚、分度圆弦齿厚 mm
 $\bar{s}_c$ ——固定弦齿厚 mm
 s_{Fn} ——弯曲计算用的计算截面齿厚 mm
 T ——转矩 $N \cdot m(kgf \cdot m)$
 t ——时间 s, min, h
 u ——齿数比
 v ——线速度、分度圆圆周速度 m/s
 v_s ——齿面间相对滑动速度 m/s
 W_k ——跨 k 齿测量的公法线长度 mm
 w_{Bt} ——胶合计算用单位齿宽上的计算载荷 $N/mm(kgf/mm)$
 w_{Ft} ——弯曲计算用单位齿宽上的计算载荷 $N/mm(kgf/mm)$
 w_{Ht} ——接触计算用单位齿宽上的计算载荷 $N/mm(kgf/mm)$
 w_t ——单位齿宽上的计算载荷 $N/mm(kgf/mm)$
 x ——径向变位系数(变位系数)、圆锥齿轮的高变位系数
 x_z ——切向变位系数
 X_B ——胶合计算用的几何系数
 X_{Ca} ——胶合计算用的齿顶修缘系数
 X_Q ——胶合计算用的转向系数
 X_R ——胶合计算用的齿面光洁度系数
 X_w ——胶合计算用的焊合系数
 X_r ——胶合计算用的分配系数
 X_e ——胶合计算用的重合度系数
 X_η ——胶合计算用的粘度系数
 Y_F ——齿形系数
 Y_{Fa} ——载荷作用于齿顶时的齿形系数
 Y_N ——弯曲计算用的寿命系数
 Y_{RelT} ——相对于试验齿轮的表面状况系数(相对表面状况系数)
 Y_S ——应力集中系数
 Y_{Sa} ——载荷作用于齿顶时的应力集中系数
 Y_X ——弯曲计算用的尺寸系数
 Y_β ——弯曲计算用的螺旋角系数
 $Y_{\Delta RelT}$ ——相对于试验齿轮的齿根圆角敏感性系数(相对敏感系数)
 Y_e ——弯曲计算用的重合度系数
 y ——中心距变动系数
 y_a ——齿高跑合量 μm
 y_β ——齿向跑合量 μm
 Z_E ——弹性系数 $\sqrt{N/mm^2}(\sqrt{kgf/mm^2})$
 Z_H ——节点区域系数
 Z_L ——润滑剂系数
 Z_N ——接触计算用的寿命系数
 Z_R ——接触计算用的齿面光洁度系数
 Z_v ——速度系数
 Z_w ——工作硬化系数
 Z_X ——接触计算用的尺寸系数
 Z_β ——接触计算用的螺旋角系数
 Z_e ——接触计算用的重合度系数
 z ——齿数
 z_n ——斜齿圆柱齿轮的当量齿数
 z_v ——圆锥齿轮的当量齿数
 α ——压力角、分度圆压力角、齿形角
 α' ——啮合角、工作压力角
 $inv\alpha$ ——渐开线函数
 β ——螺旋角
 γ ——导角
 Δy ——角变位齿轮的齿高变动系数
 δ ——分度圆锥角(分锥角)
 δ' ——节圆锥角(节锥角)
 δ_a ——齿顶圆锥角(顶锥角)
 δ_f ——齿根圆锥角(根锥角)
 ε_α ——端面重合度
 ε_β ——轴向重合度、锥齿轮的齿长重合度
 ε_γ ——总重合度
 η ——效率、滑动率、齿槽宽半角动力粘度 $mpa \cdot s(kgf \cdot s/m^2)$
 θ ——温度 $^\circ C$
 θ_a ——齿顶角
 θ_f ——齿根角
 θ_{fla} ——闪点温度 $^\circ C$
 θ_{int} ——积分温度 $^\circ C$
 θ_{oil} ——油温 $^\circ C$
 θ_B ——瞬时接触温度 $^\circ C$
 θ_M ——齿轮本体温度 $^\circ C$
 θ_{sint} ——积分温度法用的胶合极限温度 $^\circ C$
 θ_s ——闪温法用的胶合极限温度 $^\circ C$
 μ ——摩擦系数
 ν ——泊松比、运动粘度 $mm^2/s(cSt)$
 ρ ——曲率半径 mm
 ρ_f ——齿根圆角半径 mm
 σ_F ——弯曲计算应力 $N/mm^2(kgf/mm^2)$
 σ_{Flim} ——试验齿轮的弯曲疲劳极限应力 $N/mm^2(kgf/mm^2)$

32-X 常用符号

σ'_{Flim} ——齿轮的弯曲疲劳极限应力 N/mm^2
(kgf/mm^2)

σ_{FP} ——弯曲许用应力 N/mm^2 (kgf/mm^2)

σ_H ——接触计算应力 N/mm^2 (kgf/mm^2)

σ_{Hlim} ——试验齿轮的接触疲劳极限应力 N/mm^2
(kgf/mm^2)

σ'_{Hlim} ——齿轮的接触疲劳极限应力 N/mm^2
(kgf/mm^2)

σ_{HP} ——接触许用应力 N/mm^2 (kgf/mm^2)

Σ ——轴交角、轴错角

τ ——齿距角(对锥齿轮;指假想平面齿轮的)

ϕ_a ——齿宽系数(= b/a)

ϕ_d ——齿宽系数(= b/d_1)

ϕ_m ——齿宽系数(= b/m)

Ψ ——齿厚半角

主要下角标符号:

a ——齿顶的、啮出的

B ——胶合的

b ——基圆的、齿宽的

C ——节点的、齿顶修缘的、齿根修形的

cal ——计算的

e ——外侧的、外部的、当量的

F ——齿根弯曲的

f ——齿根的、啮入的

H ——接触的

i ——内侧的、内部的

lim ——疲劳极限值

m ——中点的、平均的

max ——最大的

min ——最小的

n ——法面的、法向的、斜齿圆柱齿轮当量的

P ——许用值

r ——径向的

rel ——相对的

T ——试验齿轮的

t ——端面的、切向的

v ——背锥上的、圆锥齿轮当量的

x ——轴向的

y ——跑合的、任意圆柱或圆锥面上的

Σ ——代数和

0 ——工具上的

1 ——小齿轮上的

2 ——大齿轮上的

注: 1.本篇符号按ISO有关标准选用。

2.本篇单位以国际单位制(SI制)为主,同时附入米-公斤力-秒制(MKfS制), $1kgf=9.80665N\approx9.81N$ 。

目 录

编辑说明
常用符号

第1章 概 述

- 1 齿轮传动的分类和特点 32-1
- 2 齿轮传动的发展和研究方向 32-1
- 3 齿轮传动类型选择的原则 32-2
- 4 齿轮强度的计算 32-4
 - 4.1 安全系数和可靠度 32-4
 - 4.2 齿轮主要尺寸的初步计算和强度校核 32-4

第2章 渐开线圆柱齿轮传动

- 1 渐开线圆柱齿轮的基准齿形及模数系列 32-5
 - 1.1 基准齿形 32-5
 - 1.2 齿轮模数 m 系列 32-5
- 2 标准圆柱齿轮传动的几何计算 32-6
 - 2.1 外啮合标准圆柱齿轮传动 32-6
 - 2.2 齿轮与齿条传动 32-8
 - 2.3 螺旋齿轮传动 32-9
 - 2.4 内啮合标准圆柱齿轮传动 32-9
 - 2.5 圆柱齿轮传动几何尺寸计算附图及附表 32-13
- 3 变位齿轮传动的几何计算 32-23
 - 3.1 变位齿轮传动概述 32-23
 - 3.2 变位系数的选择 32-25
 - 3.3 外啮合变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算及举例 32-29
 - 3.4 内啮合变位齿轮传动 32-29
 - 3.5 内啮合变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算及举例 32-36
- 4 渐开线圆柱齿轮传动的强度计算 32-45
 - 4.1 轮齿的主要破坏形式与强度计算的出发点 32-45
 - 4.2 圆柱齿轮强度设计的原则和基本

- 参数的选择 32-46
- 4.3 圆柱齿轮传动的作用力计算 32-47
- 4.4 主要尺寸的初步确定 32-48
- 4.5 齿面接触强度的校核计算 32-53
- 4.6 齿根弯曲强度的校核计算 32-73
- 4.7 齿面胶合强度的校核计算 32-90
- 4.8 开式圆柱齿轮传动承载能力的计算特点 32-97
- 4.9 齿轮材料的选择 32-97
- 5 圆柱齿轮结构 32-100
- 6 设计计算举例 32-106
- 7 提高渐开线圆柱齿轮传动承载能力的途径 32-113
- 8 变位齿轮的 y_z 、 x_z 、 Δy_z 和啮合角 α' ($\alpha = 20^\circ$)、渐开线函数表 $\text{inv} \alpha = \text{tg} \alpha - \alpha$ 32-113
- 9 渐开线圆柱齿轮精度制 32-127
 - 9.1 齿轮加工误差及齿轮副安装误差的定义和代号 32-127
 - 9.2 精度等级 32-131
 - 9.3 齿轮副的侧隙 32-131
 - 9.4 齿面光洁度 32-132
 - 9.5 齿轮公差与检验 32-132
 - 9.6 齿轮精度等级的标注 32-133
 - 9.7 各检验项目的公差数值表 32-134

第3章 圆弧圆柱齿轮传动

- 1 圆弧圆柱齿轮传动的基本原理和特点 32-141
 - 1.1 基本原理 32-141
 - 1.2 特点 32-141
- 2 滚刀法面齿形 32-142
- 3 圆弧齿轮几何计算 32-143
 - 3.1 几何尺寸计算 32-143
 - 3.2 测量尺寸计算 32-144
- 4 圆弧圆柱齿轮传动强度计算 32-146

32-VI 目 录

4.1 圆弧齿轮的失效形式	32-146
4.2 基本参数的选择	32-146
4.3 圆弧圆柱齿轮传动主要尺寸的初步确定	32-147
4.4 齿根弯曲强度的校核计算	32-147
4.5 齿面接触强度的校核计算	32-151
4.6 设计计算举例	32-153
5 圆弧齿轮传动公差	32-156
5.1 适用范围及精度等级	32-156
5.2 推荐的检验项目	32-156
5.3 偏差、公差的数值	32-157
6 双圆弧齿轮传动	32-158
6.1 双圆弧齿轮传动的特点	32-158
6.2 双圆弧齿轮的统一通用齿形	32-159
6.3 双圆弧齿轮的啮合特点	32-161
6.4 几何尺寸计算	32-162

第4章 圆锥齿轮及双曲面齿轮传动

1 分类及特点	32-163
1.1 分类	32-163
1.2 常用主要术语	32-163
1.3 传动特点和用途	32-167
2 直齿圆锥齿轮传动的几何计算	32-167
2.1 基准齿形	32-167
2.2 模数	32-168
2.3 直齿圆锥齿轮的变位	32-168
2.4 直齿圆锥齿轮传动的几何尺寸计算	32-170
3 直齿圆锥齿轮传动的强度计算	32-174
3.1 受力分析	32-174
3.2 强度校核计算	32-174
3.3 设计计算	32-178
3.4 设计计算举例	32-182
3.5 直齿圆锥齿轮的结构和零件工作图	32-188
4 曲线锥齿轮及双曲面齿轮传动基本参数的选择	32-190
4.1 分度圆直径的初步确定	32-190
4.2 齿轮其他参数的选择	32-192
5 曲线锥齿轮和双曲面齿轮的几何计算	32-194

5.1 弧线锥齿轮的几何计算	32-194
5.2 弧线双曲面齿轮的几何计算	32-198
5.3 长幅外摆线锥齿轮的几何计算	32-205
6 格利森制锥齿轮的强度计算	32-214
6.1 弧线锥齿轮的受力分析	32-214
6.2 锥齿轮齿面接触强度计算	32-216
6.3 锥齿轮齿根弯曲强度计算	32-218
6.4 双曲面齿轮的强度计算特点	32-222
6.5 弧线锥齿轮强度计算举例	32-225
7 圆锥齿轮的材料选择和精度要求	32-226
7.1 材料选择	32-226
7.2 热处理技术要求	32-227
7.3 精度要求	32-227
8 弧线锥齿轮及双曲面齿轮的结构和零件工作图	32-230
8.1 安装形式	32-230
8.2 弧线锥齿轮的结构	32-231
9 弧线锥齿轮及双曲面齿轮工作图示例	32-232

第5章 蜗杆传动

1 圆柱蜗杆传动	32-237
1.1 圆柱蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算	32-237
1.2 普通圆柱蜗杆传动	32-240
1.3 曲纹面圆柱蜗杆传动	32-245
1.4 圆柱蜗杆传动的滑动速度和效率计算	32-250
1.5 圆柱蜗杆传动实现合理啮合部位和制造“人工油涵”的措施	32-251
2 圆弧回转面蜗杆传动	32-253
2.1 弧面蜗杆传动基本参数和几何计算	32-253
2.2 弧面蜗杆传动承载能力计算	32-253
2.3 直线弧面蜗杆传动	32-260
2.4 平面齿包络弧面蜗杆传动	32-261
3 锥蜗杆传动	32-262
3.1 锥蜗杆的特点	32-263
3.2 锥蜗杆和锥蜗轮的相对位置和最佳旋转方向	32-263

4 蜗杆、蜗轮的结构和零件工作图	32-264
------------------------	--------

第6章 渐开线齿轮行星传动

1 分类和性能	32-266
2 主要参数的确定	32-271
2.1 齿轮齿数和行星轮数的确定	32-271
2.2 齿轮变位方法的选择	32-273
2.3 齿轮其他参数的选择	32-273
2.4 多级行星传动的传动比分配	32-274
3 行星传动的强度计算	32-274
3.1 行星传动中齿轮的失效形式	32-274
3.2 行星传动齿轮强度计算	32-274
4 结构设计	32-276
4.1 均载机构	32-276
4.2 行星轮	32-282
4.3 行星架	32-284
5 技术条件	32-285
5.1 齿轮精度	32-285
5.2 行星架精度	32-285
5.3 其他零件精度	32-285
5.4 对齿轮材料和热处理的要求	32-286
6 设计计算举例	32-286
6.1 传动比分配	32-286
6.2 高速级计算	32-286
7 少齿差行星齿轮传动	32-291
7.1 结构、原理	32-291
7.2 少齿差内齿轮副几何计算	32-292
7.3 零齿差内齿轮副	32-295
7.4 设计有关问题	32-295

第7章 摆线针轮行星传动

1 摆线针轮行星传动减速器结构	32-296
2 啮合原理和几何计算	32-297
2.1 摆线轮齿廓曲线	32-297
2.2 几何计算	32-298
2.3 摆线轮齿廓曲线的曲率半径和过切	32-298

3 摆线针轮行星传动的设计计算	32-300
3.1 主要构件的受力分析	32-300
3.2 强度计算	32-302
3.3 参数选择	32-307
3.4 主要零件的材料和硬度	32-307
3.5 设计计算举例	32-307

第8章 谐波齿轮传动

1 基本原理及运动学计算	32-309
1.1 基本原理	32-309
1.2 谐波齿轮传动的运动学计算	32-310
2 谐波齿轮传动的设计计算	32-312
2.1 谐波齿轮传动啮合的几何计算	32-312
2.2 谐波齿轮传动的强度计算	32-312
3 谐波齿轮传动主要零件的材料及结构设计	32-313
3.1 主要零件的材料	32-313
3.2 柔轮的结构设计	32-314
3.3 刚轮的结构设计	32-316
3.4 波发生器的结构设计	32-316
4 谐波齿轮传动的散热和润滑	32-318

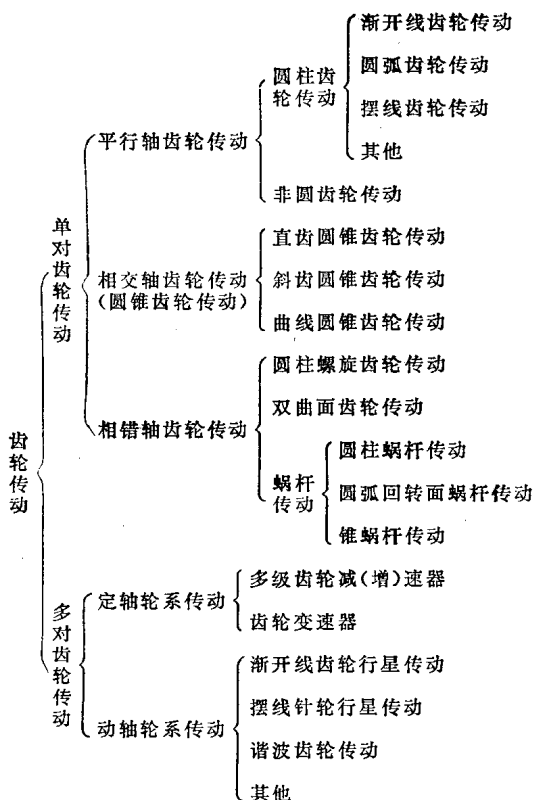
第9章 减速器与增速器

1 减速器的分类	32-319
1.1 各类减速器的主要传动型式	32-319
1.2 各类减速器的主要性能比较和适用范围	32-322
2 减速器的设计程序	32-323
3 减速器的结构	32-324
4 通用标准减速器	32-325
4.1 通用标准减速器的主要参数	32-325
4.2 标准减速器选用功率的计算	32-329
5 专用减速器	32-329
6 高速增速器	32-333
6.1 高速圆柱齿轮增速器的设计特点	32-333
6.2 高速圆弧圆柱齿轮增速器系列	32-334
参考文献	32-335

第1章 概述

1 齿轮传动的分类和特点

分类



特点 (与带、链、摩擦轮传动等比较):

- 1) 瞬时传动比恒定, 工作平稳性较高。非圆齿轮传动的瞬时传动比能按所需变化规律设计。
- 2) 传动比范围大, 可用于减速或增速。行星传动的零件数少而传动比可很大。
- 3) 速度 (节圆圆周速度) 和传动功率的范围大, 可用于各种高速 ($v > 40\text{m/s}$)、中速和低速 ($v < 25\text{m/s}$) 传动; 功率可从小于一瓦到高达几万千瓦。
- 4) 传动效率高, 例如精度高的一对渐开线圆柱齿轮, 效率可达99%以上。
- 5) 结构紧凑, 适用于近距离传动; 行星传动能用于同轴或偏心距很小的传动。

6) 制造成本较高, 某些具有特殊齿形或精度很高的齿轮, 因需要专用或高精度的机床、刀具和量仪等, 故制造工艺复杂, 成本高。

7) 无过载保护作用。精度不高的齿轮在传动时噪声、振动和冲击较大。

2 齿轮传动的发展和研究方向

为了适应机械工业发展的需要, 齿轮传动正向大功率、高速度、高精度和高生产率等方向发展, 同时还应注意减小尺寸, 减轻重量, 延长使用寿命。因此, 目前着重研究以下几方面的问题:

1) 啮合原理。探讨新齿形和改进现已采用的齿形, 如关于共轭曲面原理的研究, 关于双曲面齿轮传动和包络蜗杆传动啮合原理的研究等。

2) 强度计算。研究各种失效形式的机理, 探讨提高强度、延长寿命的途径, 研究齿轮强度理论、强度实验方法等。如强度计算公式的改进和统一, 公式中材料极限应力及各系数影响与规律的分析, 实验设备的设计与研制, 强度实验方法的改进和创新等。

3) 结构设计。为提高承载能力、提高效率、延长寿命、减轻重量、降低成本等, 需采用合理的结构。如在行星传动中合理浮动结构的设计, 多级减速器各级传动比分配的等强度设计, 大功率传动中焊接齿轮的结构设计, 弹性支承、多齿啮合传动装置的设计等。

4) 精度。研究齿轮精度理论, 如分析各种误差的关系、加工工艺对精度的影响, 拟定合理的公差; 研究齿轮精度的测试方法及测试仪器, 如齿轮动态整体误差测量新技术等。

5) 材料、热处理、加工工艺。研究新材料和代用材料, 以节约稀缺或贵重金属, 提高经济性。如研制低镍、低铬、低钼新钢种; 研制无镍钢种 (硼钢、硅锰钢及用稀土球铁代钢); 研究以低合金钢代镍铬钢的新工艺; 研究新的热处理工艺 (如真空热处理、小变形热处理), 改进现有热处理和表面强化处理工艺。研究少无切削加工工艺, 以提高生

产率、节约材料、降低成本及提高工件寿命。提高加工和装配质量,采用修缘和修形,以减轻动载荷和应力集中,降低噪声等。

6) 润滑和摩擦。包括润滑理论的研究,润滑和冷却技术的研究,润滑剂及其添加剂的研究等,以改善齿轮的工作条件,提高承载能力,延长使用寿命。

3 齿轮传动类型选择的原则

1) 考虑使用条件,如对传动结构尺寸、重量、效率、功率、速度、传动比、可靠性的要求等。对以上要求应作全面分析,如大功率长期运转的固定

式设备,应着重提高其齿轮传动的效率;对短期间歇运转的移动式设备,则主要要求结构紧凑;又如对重要的齿轮传动,要求其可靠性高。

2) 考虑工艺条件,如生产厂的工艺水平、设备条件、生产批量等。

3) 考虑合理性、先进性和经济性等。

4) 参考已有或类似机械的使用经验选型。尽可能选用结构和工艺较简单的传动,如平行轴齿轮传动。

表 32·1-1 为各类齿轮传动的主要特点和适用范围,供选型时参考。

表 32·1-1 各类齿轮传动的主要特点和适用范围

名 称	主 要 特 点	适 用 范 围			
		传 动 比	传动功率	速 度	应 用 举 例
渐开线圆柱齿轮传动	传动的速度和功率范围很大;传动效率高,一对齿轮可达98~99.5%,精度愈高,效率愈高;对中心距的敏感性小,装配和维修比较简便;可以进行变位切削及各种修形、修缘,以适应提高传动质量的要求;易于进行精确加工	单级1~8,最大到10 两级到45 三级到75	到25000 kW 最大 70000PS	到150m/s 最高300m/s	应用非常广泛
圆 弧 齿 轮 传 动	单圆弧齿轮传动	同 上	高速传动可达6000kW 低速传动输出转矩达1.2 MN·m(117.7 t·m) 功率达4800kW	到100m/s	高速传动如用于鼓风机、制氧机、汽轮机;低速传动如用于轧钢机械、矿山机械、起重运输机械等
	双圆弧齿轮传动				
圆 锥 齿 轮 传 动	直齿圆锥齿轮	1~8	500PS	<5m/s	用于机床、汽车、拖拉机及其他机械中轴线相交的传动
	曲线圆锥齿轮	1~8	5000PS	>5m/s, ≥40m/s需磨齿	用于汽车驱动桥传动,机床、拖拉机等传动
双曲面齿轮传动	比弧线锥齿轮传动更平稳。利用偏置距增大小轮直径,因而可以增加小轮刚性,实现两端支承。沿齿长方向有滑动。需用双曲面齿轮油	1~10,用于代替蜗杆传动时可达50~100	1000PS	>5m/s	最广泛用于越野及小客车,也用于卡车。可用以代替蜗杆传动

(续)

名 称			适 用 范 围			
			传 动 比	传动功率	速 度	应 用 举 例
蜗 杆 传 动	普通圆柱蜗杆传动	传动比大；工作平稳；噪声较小；结构紧凑；在一定条件下有自锁性。效率低	8~80	到200kW	$v_s \leq 15 \sim 35$ m/s	多用于中、小负荷、间歇工作的情况下，如轧钢机压下装置、小型转炉倾动机构等
	圆弧齿圆柱蜗杆传动	接触线形状有利于形成油膜；主平面共轭齿面为凸凹齿啮合；传动效率及承载能力均高于普通圆柱蜗杆传动				
	圆弧回转变面蜗杆传动	接触线和相对速度夹角接近90°，有利于形成油膜；同时接触齿数多，当量曲率半径大，因而承载能力大，一般比普通圆柱蜗杆传动大2~3倍	5~100	到450kW		轧机压下装置、各种绞车、冷挤压机、转炉、军工产品以及其他冶金矿山设备
	锥蜗杆传动	同时接触齿数多；齿面得到充分润滑和冷却；易形成油膜；承载能力高；传动平稳；效率高于圆柱蜗杆传动；制造和装配简单	10~359			适用于要求结构紧凑的场合
渐开线齿轮行星传动	普通渐开线齿轮行星传动	体积小，重量轻，承载能力大；效率高；工作平稳。NGW型行星齿轮减速器与普通圆柱齿轮减速器比较，体积和重量可减小50%左右，效率可提高3%左右	NGW型 单级 2.8~12.5 两级 14~160 三级 100~2000 其他类型见表 32-6-1	NGW型达6500 kW，其他类型见表 32-6-1	高低速均可	NGW型主要用于冶金、矿山、起重运输等低速重载机械设备；也用于压缩机、制氧机、船用等高速传动
	少齿差行星传动	传动比大；齿形容易加工；装拆方便；结构紧凑；效率约80~90%。行星齿轮的中心轴承受径向力较大	单级 10~160	最大45kW 常用≤10kW		用于农业、轻工业、化工、电工机械、仪表；机床和附件；起重运输、工程机械等
摆线针轮行星传动		传动比大；传动效率较高，单级传动（带针齿套） $\eta = 90 \sim 94\%$ ；运转平稳；噪声低；结构紧凑，体积小，重量轻；在功率与传动比相同条件下，体积和重量约为定轴式减速器的50~70%；过载和耐冲击能力较强；故障少；寿命长；维护简单。转臂轴承承受径向力较大	单级（减速） 11~87（一般为奇数） 两级 121~7569 多级 10°或更大	0.1~245kW 常用 0.8~100kW		用于石油化工、起重运输、冶金矿山、机械制造、地质钻探、轻工纺织、医疗器械等部门
谐波齿轮传动		传动比大，范围宽；元件少，体积小，重量轻，在相同条件下可比一般齿轮减速器的元件少一半，体积和重量可减少20~50%；同时啮合的齿数多，双波传动在受载情况下同时啮合齿数可达总数的20~40%，故承载能力高；且误差可相互补偿，故运动精度高。可采用调整波发生器达到无侧隙啮合；运转平稳；噪声低；可通过密封壁传递运动；传动效率高， $i = 100$ 时， $\eta = 69 \sim 90\%$ ， $i = 400$ 时， $\eta = 80\%$ ，且传动比大时，效率并不显著下降。但主要零件柔轮的制造工艺较普通齿轮复杂	单级 1.002~1.02（波发生器固定，柔轮主动时） 50~500（柔轮或刚轮固定，波发生器主动时） 采用行星波发生器 150~4000 采用复波可达 2×10^6	几瓦到几十千瓦		主要用于航空、宇航飞行器、原子能、雷达系统等，也用于造船、汽车、坦克、机床、仪表、纺织、冶金、起重运输、医疗器械等部门，如机床进给分度机构，自动控制系统中的执行机构和数据传递装置，光学机械中的精密谐波齿轮传动；用于化工设备、大型绞盘、起重运输设备和重载动力谐波齿轮传动；用于高压、高真空的密封式谐波齿轮传动等

4 齿轮强度的计算

4.1 安全系数和可靠度

安全系数 S 是齿轮疲劳极限应力 σ_{lim} 和计算应力 σ 的比值。它标志了所设计的齿轮在设计载荷条件和设计寿命期内的工作可靠度。在齿轮传动设计时, 当安全系数 $S = 1$, 则所设计的齿轮在设计寿命期间的可靠度为 99%, 即其失效几率为 1%。

应该指出, 失效几率 1% 是指有 1% 的齿轮寿命不能达到预期的寿命, 并不是齿轮马上失效损坏。

安全系数越大, 可靠度越高。两者之间的函数关系受到载荷、材料等特性的影响。渐开线齿轮的弯曲承载能力与弯曲应力成正比, 但其齿面接触承载能力则与接触应力 (Hertz 应力) 的 2 次方成正比。因此, 安全系数与载荷的可靠度系数, 对弯曲强度来说是等值的, 对接触强度来说则是不等值的。

工作可靠度的要求, 要根据齿轮工作的重要性和失效可能导致的影响、设计所依据的原始资料和数据的确切程度来考虑和决定。汽车的齿轮传动系统的可靠度约为 80~90%, 高速工业齿轮传动的可靠度约为 99~99.5%, 而直升飞机主传动则要求高达 99.9% 的可靠度。同一台设备的不同传动系统, 对可靠度的要求也可以有较大差别; 桥式行车的提升传动系统, 显然要求比行走机构的传动系统有更高的可靠度。由于对齿轮所受载荷的数值和工况的了解不够确切、齿轮的材料和制造工艺控制不严、造成齿轮的实际强度与设计强度有较大的偏离, 以及采用简化的设计计算方法、而不进行精确的强度核算等原因, 都需要设计时保留一定的后备潜力, 即要求在设计中采用较高的安全系数。

轮齿的折断较之齿面点蚀、磨损和胶合, 可能导致更大的损害。另外, 同样的载荷变化所导致的弯曲应力的变化大于接触应力的变化。因此, 一般

在弯曲强度计算中, 采用较高的可靠度和较大的安全系数, 而在接触强度计算中, 则采用较低值。

4.2 齿轮主要尺寸的初步计算和强度校核

由于齿轮强度的精确计算比较复杂, 计算时需要先决定齿轮的许多参数 (直径、模数、齿宽、齿形修正系数等), 因此, 仅用作校核计算。设计时, 除可参照已有的运转良好的、相同或类似机械的齿轮传动、用类比法初步确定某些主要参数外, 需先进行简化的设计计算, 对这些参数先初步确定或作出几个可供比较和选择的方案, 然后再作精确的强度校核计算。因为这种简化计算一般偏于保守, 对于不重要的、单个的、不大的齿轮传动, 也可以按简化计算确定, 不再进行校核计算。

本篇推荐用于校核渐开线圆柱齿轮强度的精确计算, 采用 ISO/TC60/WG6 (国际标准化组织第 60 委员会第 6 工作组) 1978 年制定的 199 E 直齿及斜齿圆柱齿轮承载能力计算的基本原理 (前言和通用的影响系数)、200 E 直齿及斜齿圆柱齿轮承载能力的计算 (齿面强度)、201 E 直齿及斜齿圆柱齿轮轮齿强度计算原则 (齿根强度) 和 202 E 胶合性能的计算。初步计算公式及图表也是基于这些资料, 经简化后, 推导及绘制的。直齿圆锥齿轮、圆弧圆柱齿轮和渐开线行星齿轮的强度计算也参照了这些资料。由于 ISO 标准是通用于国际各种机器制造工业的, 当前也正在制定各行业的标准: 例如 船机齿轮、运载工具齿轮、宇航齿轮、通用机械齿轮、小型机械齿轮、轧钢机齿轮等。因此本篇介绍的公式、数据和图表, 对我国各行业的实际情况, 可能不够具体和不完全适合的地方。对低精度、软齿面的传动, 按 ISO 标准计算得出的承载能力低于我国过去通常采用的数值。另外, ISO 标准所提供的某些系数的离散率较大。各行业在科学实验和实践经验的基础上, 可以根据各自的特点 (产品的使用情况和要求, 采用的材料以及加工、装配和检验的方法和质量标准等), 进行必要的补充和修正。

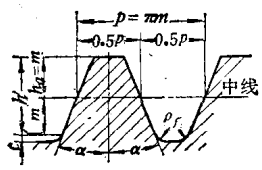
第2章 渐开线圆柱齿轮传动

渐开线圆柱齿轮传动的特性及应用见表32-1-1。

1 渐开线圆柱齿轮的基准齿形及模数系列

1.1 基准齿形

表32-2-1 基准齿形(GB1357-78)

			
参数名称	代号	数值	说明
齿形角	α	20°	
工作齿高	h'	$2h_a^*m$	齿顶高系数 $h_a^* = 1$, 工作齿高部分的齿形是直线
齿距	p	πm	中线 $m-m$ 上齿厚和齿槽宽度相等
径向间隙	c	c^*m	径向间隙系数 $c^* = 0.25$
齿根圆角半径	ρ_f	$0.38m$	

- 注：1. 基准齿形指基准齿条的法面齿形，其参数值适用于 $m > 1\text{mm}$ 的渐开线圆柱齿轮传动。
2. 考虑到某些工艺的要求，径向间隙 c 允许增大至 $0.35m$ ，齿根圆角半径 ρ_f 允许减小至 $0.25m$ 。
3. 为提高齿根强度，在传动时不产生干涉的条件下，允许增大齿根圆角半径，也允许做成单圆弧。
4. 需采用短齿时，相应的参数为： $h' = 1.6m$ ， $h_a = 0.8m$ ，（即 $h_a^* = 0.8$ ）、 $c = 0.3m$ （即 $c^* = 0.3$ ）、 $\rho_f = 0.46m$ 。
5. 为提高轮齿的综合强度需增大齿形角时，推荐 $\alpha = 25^\circ$ 、 $h' = 2m$ ， $h_a = m$ （即 $h_a^* = 1$ ）、 $c = 0.2m$ （即 $c^* = 0.2$ ）、 $\rho_f = 0.35m$ ，齿根圆角为单圆弧。
6. 为改善传动质量，允许齿顶修缘。

1.2 齿轮模数 m 系列

表32-2-2 齿轮模数 m 系列(GB1356-78) mm

第一系列	1.25	1.5		2		2.5
第二系列			1.75		2.25	
第一系列		3				4
第二系列	2.75		(3.25)	3.5	(3.75)	
第一系列		5		6		
第二系列	4.5		5.5		(6.5)	7
第一系列	8		10		12	
第二系列		9		(11)		14
第一系列	16		20		25	
第二系列		18		22		28
第一系列		32		40		50
第二系列	(30)		36		45	

- 注：1. 对斜齿圆柱齿轮是指法面模数 m_n 。
2. 优先选用第一系列，括号内的数值尽可能不用。

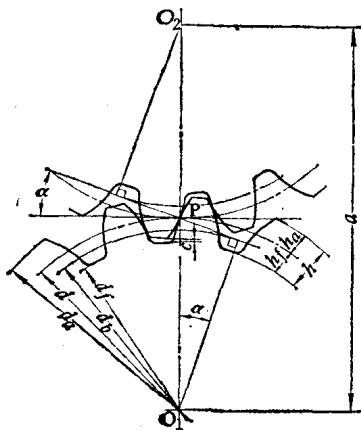
英、美等国所定的齿形标准与制度，除有 $\alpha = 20^\circ$ 者外，还有 $14\frac{1}{2}^\circ$ 或 15° 等，并为径节制（即径节 $P = \frac{z}{d} = \frac{\pi}{p} 1/\text{in}$ ， $P = \frac{25.4}{m} \text{mm}$ ）。

除国家标准规定的基准齿形及模数制外，还使用非标准齿形，如 $\alpha = 22\frac{1}{2}^\circ$ （汽车、拖拉机用齿轮）、 $\alpha = 25^\circ$ 或 28° （航空用齿轮）；短齿， $h_a^* = 0.8$ （汽车、拖拉机用齿轮）或 $h_a^* = 0.9$ 等；长齿，如 $h_a^* = 1.2$ 等（航空、船舶用齿轮）。有时还使用双模数制（即 m_1/m_2 制，如 $2/1.75$ 、 $3/2.25$ 、 $4/3$ ……等，模数 m_1 用于计算分度圆直径， m_2 用于计算齿高）。及双径节制（即 P_1/P_2 制，如 $3/4$ 、 $4/5$ 、 $5/7$ ……等，径节 P_1 用于计算分度圆直径， P_2 用于计算齿高）。

2 标准圆柱齿轮传动的几何计算

2.1 外啮合标准圆柱齿轮传动

表32·2-3 外啮合标准圆柱齿轮传动几何计算



序号	名 称	代号	直 齿 轮	斜 齿 (人 字 齿) 齿 轮
1	模 数	m	m 由强度计算或结构设计确定, 并按表 32·2-2取标准值	m_n $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$ m_n 取标准值, 其确定方法与直齿轮同
2	齿 数	z	z	z
3	分度圆柱螺旋角	β	$\beta = 0$	β 按推荐用范围或按中心距等条件决定, 一 对斜齿(人字齿)圆柱齿轮的螺旋角相等, 方 向相反
4	齿形角	α	α 按表32·2-1取标准值	α_n (取标准值) $\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$
5	齿顶高系数	h_a^*	h_a^* 按表32·2-1取标准值	h_{an}^* (取标准值) $h_{at}^* = h_{an}^* \cos \beta$
6	径向间隙系数	c^*	c^* 按表32·2-1取标准值	c_n^* (取标准值) $c_t^* = c_n^* \cos \beta$
7	分度圆直径	d	$d = zm$	$d = zm_t$ $= z \frac{m_n}{\cos \beta}$
8	基圆直径	d_b	$d_b = d \cos \alpha$	$d_b = d \cos \alpha_t$
9	周 节	p	$p = \pi m$	$p_n = \pi m_n$ $p_t = \pi m_t$