

行星齿轮传动手册



冶金工业出版社

内 容 提 要

本书详细介绍了有关渐开线行星齿轮传动和谐波齿轮传动的设计资料,着重叙述了简单行星传动和具有2、3、4个自由度的复杂行星传动的设计计算,特别注意了关于齿轮轮缘变形对传动承载能力影响的设计问题。

为减轻繁重的计算工作量,书中提供了电子计算机的程序和某些行星传动的传动系统图及结构实例。

本书供机械专业的工程技术人员使用,亦可供高等工院校师生参考。

ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ СПРАВОЧНИК

ЛЕНИНГРАД «МАШИНОСТРОЕНИЕ»1977

行星齿轮传动手册

В. Н. 库德里亚夫采夫 Ю. Н. 基尔佳舍夫 等著

陈启松 张 展 江耕华 胡来路 译

江耕华 校

责任编辑 乔治

冶金工业出版社出版

(北京东河沿大街机械工业出版社)

新华书店北京发行所发行

冶金工业出版社印刷厂印刷

787×1092 1/16 印张 31 字数 742 千字

1986年12月第一版 1986年12月第一次印刷

印数90,001~4,600册

统一书号: 15062·4304 定价6.90元

译 序

渐开线行星齿轮传动具有体积小、重量轻、传动比大和寿命长等优点，在我国各工业部门的机械传动（或机械—液力传动）中得到了广泛的应用。目前，国内较系统地叙述行星传动方面生产和科研成果的专著还很少，因此，我们译出库德里亚夫采夫（В. Н. КУДРЯВЦЕВ）等著的新版《行星齿轮传动手册》（ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ СПРАВОЧНИК），希望对我国行星传动设计、科研和生产制造单位有所裨益。

原书第一版发表于1960年，有中译本；第二版修订本曾于1966年出版，没有中译本；本书为1977年第三版的中译本。显然，本书和前两版相比，内容变动颇大，新增许多内容。例如，关于谐波齿轮传动和多自由度行星变速传动以及无级变速传动，前两版均未涉及；齿轮强度计算以苏联国家标准ГОСТ21354—75为基础，根据行星传动的特点作了补充。另外，行星传动作为多功率流传动，其浮动机构的形式、浮动量的合理确定和柔性轮缘的采用，对行星传动载荷的均匀分配和分布具有很大作用，本书对于上述三点分别作了较详细的介绍。对于较复杂的多级行星传动系统，给出了计算实例。

啮合几何计算以苏联国家标准ГОСТ16530—70和ГОСТ19274—73渐开线圆柱齿轮外啮合和内啮合几何尺寸计算的内容为基础；名词术语、代号以及强度计算公式的形式基本上和国际标准ISO的有关标准相同；计量单位采用工程单位制。因此，对我国读者使用本书来说是比较方便的。

参加本书翻译的有：张展（第一～三章，第四章第二、三节，第五～十章）；江耕华（第四章第一节，第十一～十三章）；胡来瑨（第十五～十八章）；陈启松（第十四，第十九～二十六章）。全书由江耕华校对，并得到朱景榕教授的指导和帮助。

由于译者水平有限，对于译文中的缺点、错误，敬请读者批评指正。

译者

1983年10月于上海

前 言

在所有的机械传动中，以外形小、重量轻为特点的行星齿轮传动及其演变的谐波齿轮传动〔10、13、45、48〕，能最充分地降低机器材料的消耗〔36、38、43、44〕。这是由于有效地利用了传动的功率分流性和合理地采用了内啮合的缘故。因此，行星传动不仅在输送机械，而且在固定式机械的传动中得到了广泛的应用。这是很自然的结果〔10、27、28、79〕。

本书在提供谐波齿轮传动的许多设计资料的同时，在各种形式的行星齿轮传动中，对应用非常广泛的、以A型和3A[●]型机构为基础的传动，提供了最完整的设计资料，因为这两种形式的传动，具有重量轻、外形小、磨损小以及制造比较简单等优点。本书还给出了带有B、C和D型机构的传动比、效率及啮合传动的几何与强度计算资料。

行星传动虽属于多次超静定系统，但由于浮动和柔性零件的采用，以及接触齿面的修缘，制造误差得到补偿，因此，行星传动优点的实现是可能的。这样，就涉及到要对行星传动的主要零件进行复杂的应力与变形状态的计算。为了便于实际使用，本书给出这些计算的关系式和结论性的公式，其中包括采用电子计算机计算的公式。在提出的计算方法中，所研究的不是孤立的零件，而是相互有关的组件。因此，当确定最大单位接触载荷时采用了模型，此模型应最大限度地接近于实际的传动、并需考虑到制造误差分布的随机特性。

行星传动的承载能力、外形尺寸和重量，是由齿轮的接触和弯曲强度以及行星齿轮滚动轴承的工作能力所确定。因此，合理的参数和传动方案的选择以及最佳传动比的分配，在很大程度上取决于齿轮强度和滚动轴承计算方法的标准。本书所给出的齿轮强度计算方法是苏联国家标准ГОСТ21354—75推荐的附录为基础的，该计算方法不仅适用于行星传动，而且也适用于定轴传动。特别注意了设计计算和简化计算方法的引用，以便于探索最佳传动方案。必须指出，啮合和支承的承载能力估算方法的近似性，这是由于影响计算最终结果的因素很多，而且这些影响因素目前尚处在研究阶段。因此，在设计特别重要的传动时，必须考虑到同类产品的使用经验，并预计到在此基础上以花最少的费用作必要的修改后进行试验的可能性。

本书阐明了具有任意自由度的功率分流行星—差动传动的运动学系统的简便设计方法，该方法〔36、38〕是建立在数学推导和对最近制成的大量行星机构的结构系统及运动学方案的研究分析基础之上的。

为了使用方便，本书列有行星传动〔36、38〕的结构分类，给出了具有2、3、4个自由度的行星变速器运动系统的选择资料，探讨了无级传动与行星机构组合的变速传动系统。最后提供了在输送机械、机床制造及其它工业部门从事多级与无级传动设计的工程师们需要的计算资料。

为了分析特别复杂的多级行星传动系统，本书给有这些行星传动的模拟图表、计算实例及其说明。本书提供的资料具有一定的通用性，因此，实际上可在不同的工业部门应用。

● 传动的符号根据苏联国家标准《定传动比行星齿轮传动》的规定，1976年，莫斯科。

术语与代号

相啮合的一对齿轮副中的较大的齿轮称作大轮，而较小的齿轮称作小轮。术语“齿轮”既对大轮又对小轮而言。

啮合几何学与运动学

a ——分度中心距；
(a)_a；(a)_b……分别同中心轮 a , b ……

啮合时的分度中心距；

a_w ——中心距；

(a_w)_a；(a_w)_b……分别同中心轮 a, b ……

啮合时的中心距；

b_w ——齿圈工作宽度；

(b_w)_a；(b_w)_b……分别同中心轮 a ,

b ……啮合时的齿圈工作宽度；

C_a^* ——径向间隙系数(表4-3)；

C_{zr} ——轮齿啮合的总比刚度；

d ——齿轮分度圆直径；

(d)_a；(d)_b……分别为中心轮 a, b ……

的分度圆直径；

d_g ——齿轮顶圆直径；

(d_g)_a；(d_g)_b……分别为中心轮 a, b ……

的顶圆直径；

d_w ——齿轮基圆直径；

(d_w)_a；(d_w)_b……中心轮 a, b ……基圆

直径；

d_f ——齿轮根圆直径；

(d_f)_a；(d_f)_b……分别为中心轮 a, b ……

的齿根圆直径；

G_z ——齿轮传动的总重量；

i ——传动比；

h_a ——圆柱齿轮分度圆上齿顶高，

$$h_a = 0.5(\pm d_a \pm d)；$$

h_{wa} ——圆柱齿轮节圆上齿顶高，

$$h_{wa} = 0.5(\pm d_a \pm d_w)；$$

h_a^* ——齿顶高系数；

h_a^{**} ——齿高限制系数(见图4-16)，原始齿形符

合ГОСТ9587—68时， $h_a^{**} = 2$ ；

i ——传动比；

i^k ——转臂固定时的传动比；

$\text{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha$ ——齿形渐开线角；

m ——模数；

m_f ——分度圆模数；

n ——转速；

$n_k^k = n - n_k$ ——小轮相对于转臂的转速；

N^k ——啮合功率；

π_w ——行星轮数；

$P = z_b / z_a$ ——A型传动参数；

P_b ——基圆上端面周节；

P_{Ht} ——接触强度计算时，作用在节圆上的圆周力；

s_a (或 s_n) ——端面(法面)上顶圆 d_g 的弧齿厚

$u = z_2 / z_1$ ——传动数；

u_a ； u_b ……中心轮 a, b ……行星轮

啮合的传动数；

v ——圆周速度；

x ——变位系数；

x_{min} ——轮齿不发生根切时，原始齿形的最小变位系数；

z ——齿数；

z_a ； z_b ——分别为齿轮 a, b 的齿数；

z_{min} ——轮齿不发生根切时的最小齿数；

z_v ——当量齿数；

α ——原始齿形角；

α_{nw} ——法面上啮合角；

α_w ——端面上啮合角(当 $\beta = 0$ 时，允许用代号 α_w)；

α_n ——法面上产形齿条的齿形角；

α_r ——端面上产形齿条的齿形角；

β ——分度圆柱上齿斜角；

β_w ——节圆柱上齿斜角；

β_b ——基圆柱上齿斜角；

γ_{Σ} ——投影在啮合平面上齿轴曲线间的夹角；

$\varepsilon_a = \varepsilon_{a1} + \varepsilon_{a2}$ ——端面重合度；

ε_{a1} (或 ε_{a2}) ——小轮(大轮)节圆齿上端面重合度分量；

η ——效率；

$\rho_{\text{os}} = \rho_1 \rho_2 / (\rho_2 \pm \rho_1)$ ——当量齿率半径；

$\rho_{\text{os-w}}$ ——啮合节点上的当量齿率半径；

ψ ——损失系数；

$\psi_d = b_w/d_{w1}$ ——小轮齿宽宽度比;

$(\psi_d)_a$; $(\psi_d)_b$ ——中心轮 a , b 工作宽度对

其节圆直径之比;

$\psi_a = b_w/a_w$ ——工作宽度对中心距之比。

强度计算

C_H ——接触应力系数;

$[C_{H\sigma}]$ ——当 $N_{HE} = N_{H0}$ 时, 接触应力的许用值;

$(d)_{\sigma F}$ ——由轮齿弯曲强度计算而求出的中心轮的当量圆直径;

$(d_w)_{\sigma H}$ ——由轮齿接触强度计算而求出的中心轮的节圆直径;

HB——布氏硬度;

HV——维氏硬度;

K_a ——力的要素;

(K_a) ——许用力的要素;

$(K_a)_a$, $(K_a)_b$ ……——同中心轮 a , b ……啮合时的力的要素;

$(k_a)_a$, $(k_a)_b$ ……——同中心轮 a , b ……啮合时的许用 k_a ;

$K_{H\sigma}(K_{F\sigma})$ ——轮齿接触(弯曲)强度计算时的寿命系数;

$K_{H\beta}(K_{F\beta})$ ——接触(弯曲)强度计算时的动载系数;

$K_{H\alpha}(K_{F\alpha})$ ——接触(弯曲)强度计算时, 斜齿传动轮齿间的载荷分布不均匀系数;

$K_{H\beta}$ ——载荷沿齿宽分布的不均匀系数;

$K_{H\beta}^0$ ——传动开始工作期间, 载荷沿齿宽分布的不均匀系数;

$K_{F\beta}$ ——轮齿根部应力分布的不均匀系数;

$K_{F\beta}^0$ ——传动开始工作期间, 轮齿根部应力分布的不均匀系数;

$K_{H\alpha}(K_{F\alpha})$ ——中心轮同行星轮啮合时载荷分布的不均匀系数(当 $n_w = 1$ 时, $K_{H\alpha} = K_{H\beta}$);

$K_{H\alpha}^0(K_{F\alpha}^0)$ ——传动开始工作期间, 中心轮同行星轮啮合时载荷分布的不均匀系数(当 $n_w = 1$ 时, $K_{H\alpha}^0 = K_{H\beta}^0$);

L_H ——载荷计算时, 滚动轴承当量转数 (10^6);

m ——疲劳曲线倾斜程度指数;

$M_H(M_{F1})$ ——接触(弯曲)强度计算时的原

始计算扭矩, kgf·mm,

(M_r) ——当 $N_{HE} = N_{H0}$ 时, 带规定不损坏概率的许用扭矩;

$N_{HE}(N_{FE})$ ——轮齿接触(弯曲)强度计算时的当量应力变化循环次数;

N_0 ——应力变化循环基数;

$N_{H0}(N_{F0})$ ——接触(弯曲)疲劳强度曲线上的应力变化循环基数;

N_m ——在规定载荷工况时的应力变化极限循环次数;

n_1 ——应力变化循环数;

n_{e1} ——在载荷 M_1 作用时间内的应力变化循环次数;

n_{Σ} ——被计算齿轮在整个使用期限内的应力变化循环总次数;

n_m^0 ——疲劳强度计算时, 不计某一最大作用载荷 M^0 时的被算齿轮的应力变化的最大循环次数;

q ——单位接触载荷;

q_m ——不计啮合误差而求得平均单位接触载荷;

t_{L1} ——在载荷作用整个使用期限内传动工作时间(小时);

$t_{LHE}(t_{LFB})$ ——轮齿接触(弯曲)疲劳强度计算时的当量时间;

v_{Σ} ——相对接触区轮齿接触点速度代数和的绝对值(接触点滑动速度之和);

y_F ——齿形系数;

Z_H —— e_a 值对直齿传动承载能力的影响系数;

σ_{HL} ——拉伸强度极限;

σ_{HLC} ——材料芯部的拉伸强度极限;

$\sigma_{H\alpha}$ ——对称循环 $r = 0$ 时, 轮齿的弯曲疲劳强度极限;

σ_{HLC} ——材料芯部的屈服极限;

Ω ——行星齿轮之间载荷分配的不均匀系数。

谐波齿轮传动的代号

C_p ; $[C_p]$ ——压力系数和它的许用值, kgf/mm²;

d_c ——刚轮分度圆直径, mm;

d_p ——柔轮分度圆直径, mm;

d_{r_n} ——轮齿处柔轮不变形壁厚的平均圆直径, mm;

D_w ——柔性滚动轴承的滚珠直径, mm;

h_c ——刚轮齿高, mm;

j ——变形波数;

K'_j ——考虑轮齿顶圆直径偏差后啮合深度的损失系数;

K_F ——柔轮齿顶系数;

$K_{\sigma p_0}$ ——沿齿长载荷分布的不均匀系数;

$K_{\sigma p_2}$ ——啮合区轮齿间载荷分配的不均匀系数;

K_s ——同时参与啮合的柔轮齿数系数;

K_v ——速度系数;

K_w ——柔轮径向变形系数;

K'_d ——考虑到与理论应力集中系数不同的有效应力集中系数;

m_n ——在直径 d_{Fj} 处的柔轮模数, mm;

p_{max} (p)——轮齿接触区的最大作用压力和许用压力, kgf/mm²;

x_c ——刚轮原始齿形的变位系数;

x_F ——柔轮原始齿形的变位系数;

Y ——齿形系数;

z_c ——刚轮齿数;

z_F ——柔轮齿数;

α_F ——在 $d_F + 2x_F m$ 圆上的柔轮齿形角;

α'_d ——轮缘拉伸侧的理论弯曲应力集中系数;

α'_d ——轮缘压缩侧的理论弯曲应力集中系数;

ρ_a ——光滑区段柔轮的壁厚, mm;

δ ——具有轮齿处柔轮的壁厚, mm;

Δ ——柔轮的径向变形, mm;

e° ——柔轮变形时轮齿母线的倾斜角;

θ ——柔轮壁厚系数;

$\theta_{\sigma p}$ ——沿齿长载荷分布不均匀的理论系数;

μ_0 ——齿面部分柔轮壁厚, 其轮齿母线歪斜的系数;

μ ——沿齿长载荷分布不均匀的减小系数;

σ_m ——柔轮齿齿的最大局部弯曲应力, kgf/mm²;

σ_z ——柔轮齿的最大局部弯曲应力, kgf/mm²;

Ω_s ——考虑到柔轮具有轮齿后, 其壁厚的削弱系数。

行星传动分类代号

A——具有单齿圈行星轮和外齿中心轮 a 与内齿中心轮 b 啮合的 $2k-h$ 型行星机构(图1-25);

A_{1a}^* ——中心轮 b 固定的A型传动(表1-1方案1)①;

A_{1a}^* ——中心轮 a 固定的A型传动(表1-1方案2);

A_{1a}^* ——转臂 h 固定的A型传动(表1-1方案3);

B——具有双齿圈行星轮和外齿中心轮 a 与内齿中心轮 b 的 $2k-h$ 型行星机构(图1-35);

B_{1a}^* ——中心轮 b 固定的B型传动(表1-1方案4);

B_{1a}^* ——转臂 h 固定的B型行星传动;

B_{1a}^* ——中心轮 a 固定的B型行星传动;

C——具有双齿圈行星轮和内齿中心轮(b 与 e)与外齿中心轮(a 与 c)的 $2k-h$ 型行星机构(图1-4a, σ , e);

C_{1a}^* ——中心轮 e 固定的具有两只内齿中心轮

的C型行星传动(表1-1方案5与6);

C_{1a}^* ——中心轮 a 固定的具有两只外齿中心轮的C型行星传动;

D——行星轮由两只相啮合齿轮组成的 $2k-h$ 型行星机构(图1-4e);

D_{1a}^* ——中心轮 C 固定的具有两只外齿中心轮的D型传动(表1-1, 方案8);

D_{1a}^* ——中心轮 b 固定的具有外齿中心轮 a 和内齿中心轮 b 的D型传动(表1-1方案7);

D_{1a}^* ——中心轮 e 固定的具有两只内齿中心轮的D型传动(表1-1方案9);

E——锥齿轮和单齿圈行星轮的行星机构(表1-1方案10);

3k——基本构件为三只中心轮的行星机构(图1-5);

$(3k)_{1a}^*$ ——中心轮 b 固定的3k型传动(表1-1方案12);

$(3k)_{1a}^*$ ——中心轮 e 固定的3k型传动;

① 上角标为固定的构件, 下角标为旋转构件, 其中第一个构件为传递较大扭矩者。

$k-h-v$ ——基本构件为中心轮 b ，转臂 h 和构件 v 的行星机构；

AA ——由两组A机构组成的两级行星机构；

$A_{11}^{11}A_{12}^{12}$ ——由两组A型机构组成，其中内齿中心轮 b_1 、 b_2 固定的两级行星传动（表1-2方案1） \odot_1 ；

$A_{11}^{11}A_{12}^{12}a_2$ ——由两组A型机构组成，其中低速级的固定构件为中心轮 b_1 ，而高速级固定构件为转臂 h_2 的两级行星传动（表1-2方案2）；

$(3k)_{11}^{11}A_{12}^{12}$ ——低速级为中心轮 b_1 固定的3k型机构，而高速级为中心轮 b_2 固定的A型机构组成的两级行星传动；

$A_{11}^{11}(3k)_{12}^{12}a_2$ ——低速级为中心轮 b_1 固定的A型机构而高速级为中心轮 b_2 固定的3k型机构组成的两级行星传动；

(AA) ——由两组A型机构组成的封闭行星机构；

$(AA)_{11}^{11}a_{22}a_2$ ——低速级转臂 h_1 固定，而传动的低速轴为低速级中心轮 b_1 和高速级转臂 h_2 （ h_2 与低速轴一起旋转）；传动的高速轴为高速级中心轮 a_2 的封闭行星传动 \odot_2 （表1-2方案3）；

$(AA)_{11}^{11}a_{22}a_2$ ——低速级转臂固定，而传动的低速轴为低速和高速级中心轮 b_1 与 b_2 （ b_1 、 b_2 与低速轴一起旋转）；传动的高速轴为高速级中心轮 a_2 的封闭行星传动（表1-2方案4）。

\odot_1 角标1为低速级构件的代号，角标2为高速级构件的代号。

\odot_2 括号内下角标为低速级构件；括号外的角标为高速级构件；上角标为固定构件。

目 录

前 言	· · · · · ·	V
术语与代号	· · · · · ·	VI
第一章 行星传动的基本概念	· · · · · ·	1
第一节 术语和定义	· · · · · ·	1
第二节 行星传动的分类	· · · · · ·	2
第二章 行星传动的运动学	· · · · · ·	8
第一节 行星传动各构件角速度间的相互关系	· · · · · ·	8
第二节 封闭传动的运动学	· · · · · ·	11
第三章 行星传动的力能关系	· · · · · ·	14
第一节 不计摩擦损失时各基本构件传递扭矩和功率的关系	· · · · · ·	14
第二节 行星传动的基本构件和行星轮支承上的啮合作用力	· · · · · ·	17
第三节 行星、差动传动和 γ - δ 传动的效率	· · · · · ·	24
第四节 关于封闭功率和啮合功率的概念	· · · · · ·	31
第四章 渐开线圆柱齿轮传动啮合几何学概述	· · · · · ·	33
第一节 基本概念和几何关系	· · · · · ·	33
第二节 齿轮的干涉、根切和 S_{a0} 值的计算	· · · · · ·	44
第三节 承载能力估算时采用的某些啮合参数及关于封闭圆的概念	· · · · · ·	51
第五章 行星传动的装配条件和齿数选择	· · · · · ·	56
第一节 装配条件	· · · · · ·	56
第二节 齿数选择	· · · · · ·	81
第六章 渐开线啮合圆柱齿轮传动轮齿接触强度计算	· · · · · ·	71
第一节 总则	· · · · · ·	71
第二节 轮齿工作齿面的疲劳强度计算法	· · · · · ·	75
第三节 轮齿弯曲强度计算的说明	· · · · · ·	83
第四节 过渡层接触强度的校核计算	· · · · · ·	88
第七章 行星传动的设计计算	· · · · · ·	90
第一节 概述	· · · · · ·	90
第二节 行星传动齿轮的材料	· · · · · ·	94
第三节 对A、B、C和3K型传动设计计算的说明	· · · · · ·	96
第四节 行星传动的简化计算	· · · · · ·	101
第五节 定传动比行星传动方案的选择准则	· · · · · ·	104
第八章 行星传动几何与强度计算实例	· · · · · ·	114
第一节 校核计算	· · · · · ·	114
第二节 设计计算	· · · · · ·	134
第九章 中心轮和行星轮的结构与计算	· · · · · ·	136
第一节 中心轮的结构	· · · · · ·	136
第二节 行星轮的结构	· · · · · ·	138

第三节	中心轮和行星轮轮缘的变形计算	143
第四节	浮动联轴器联接套的计算	154
第五节	中心轮和行星轮轮缘应力的确定	155
第六节	轮缘变形对轮齿弯曲疲劳强度的影响	157
第十章	浮动齿轮联轴器的结构与计算	162
第一节	齿轮联轴器的结构	162
第二节	联接轴轴线倾斜时齿轮联轴器的啮合几何要素	166
第三节	联轴器轮齿间的载荷分布和联接强度计算	167
第四节	齿轮联轴器中的滑动速度和摩擦损失	176
第五节	联轴器轮齿间的反力矩	177
第六节	齿轮联轴器的均载能力计算	179
第十一章	转臂的结构与计算	184
第一节	转臂的结构	184
第二节	转臂的变形计算	184
第十二章	基本构件和行星轮的支承结构	193
第一节	中心轮和转臂的支承	193
第二节	行星轮的支承	193
第三节	轮缘变形和离心力对行星轮径向轴承滚动物体之间载荷分布与寿命的影响	198
第四节	行星轮自动调心轴承的计算	204
第五节	行星轮支承的柔度对其轮齿倾斜的影响	208
第十三章	行星轮间载荷分配和沿齿轮宽度载荷分布的不均匀性	212
第一节	行星传动啮合时载荷分布不均匀系数的确定	212
第二节	行星轮间的载荷分配	213
第三节	沿齿轮齿圈宽度的载荷分布	222
第十四章	行星减速器的润滑和发热计算	229
第一节	润滑系统	229
第二节	行星减速器润滑油的选择	232
第三节	行星减速器润滑油的品种	233
第四节	行星减速器的发热计算	233
第十五章	谐波齿轮传动的结构与运动学	236
第一节	谐波传动的结构	236
第二节	谐波传动的运动学	238
第三节	传动简图	239
第十六章	谐波齿轮传动的啮合	243
第一节	柔轮变形形状与波发生器型式	243
第二节	柔轮的壁厚	247
第三节	谐波齿轮传动的近似啮合	250
第十七章	谐波齿轮传动主要零件的强度和寿命计算	257
第一节	工作能力准则	257
第二节	近似啮合谐波齿轮传动的设计计算	259
第三节	柔轮疲劳强度的校核计算	264
第四节	发生器柔性轴承的寿命计算	269

第五节 谐波齿轮传动的效率计算	270
第十八章 谐波传动的设计	273
第一节 总则	273
第二节 谐波传动零件与部件的结构	273
第三节 谐波传动的精度	275
第四节 谐波传动的计算实例	277
第十九章 行星机构的结构	283
第一节 行星机构的结构形式	283
第二节 复杂行星机构的结构	285
第三节 结构简图的构成	289
第四节 行星传动的结构简图及其分类	291
第二十章 定传动比行星传动	295
第一节 I类行星传动	295
第二节 II类行星传动	304
第三节 减速器传动简图的设计	312
第四节 III类行星传动	329
第五节 复杂行星机构结构的图解模型和运动方程组	345
第六节 行星机构动力分析的图解法	352
第七节 根据图表确定功率流的方向和效率	356
第二十一章 具有两个自由度的行星变速传动	357
第一节 具有三个基本构件的行星机构的型式	357
第二节 变速传动结构图的选择步骤	357
第三节 包含两个行星机构的变速传动	359
第四节 可逆减速器运动简图的选择	363
第五节 包含三级行星机构的变速传动	367
第二十二章 具有三个自由度的行星变速传动	368
第一节 变速传动的型式	368
第二节 复杂行星机构的结构链	371
第三节 实现三个传动比的变速传动的设计	372
第四节 实现四个传动比的变速传动的设计	378
第五节 实现四个传动比以上的变速传动的设计	391
第六节 实现六个传动比的变速传动的设计	397
第二十三章 具有四个自由度的行星变速传动	404
第一节 结构链	404
第二节 包含三级行星机构的变速传动运动简图的选择方法	404
第三节 充分利用控制元件的变速传动结构简图	414
第二十四章 综合机构	418
第一节 无级变速装置的某些特点	418
第二节 无级变速传动的结构关系	420
第二十五章 无级变速传动	424
第一节 结构简图的分类	424
第二节 带有液力变矩器的传动装置	424

第三节 带有液压传动或电力传动的传动装置	435
第二十六章 无级变速器	459
第一节 带液力变矩器的变速器	459
第二节 三速液力机械变速器的计算实例	464
第三节 带液压传动的变速器	470
参考文献	476

第一章 行星传动的基本概念

第一节 术语和定义

由齿轮副或摩擦轮副组成的机构，只要其中任一轮的几何轴线是运动的，这样的机构就称为行星机构。获得最广泛应用的是行星齿轮机构。后面所述的行星机构均指齿轮传动而言。至于行星齿轮机构的某些基本结论，在一定程度上亦适用于摩擦轮行星机构。

图1-1所示的装置为由两对啮合齿轮副 $a-g$ 与 $b-g$ 组成的简单行星机构的例子，这时，齿轮 a 或 b 固定，而齿轮 g 作平面平行运动。

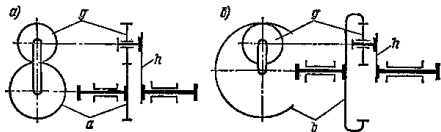


图 1-1 简单行星机构

在行星机构中，安装运动轴线齿轮的构件称为转臂，并用符号 h 表示。具有运动轴线的齿轮称为行星轮。带一个齿圈的行星轮称为单齿圈行星轮（图1-1和图1-2），带两个齿圈的行星轮称为双齿圈行星轮（图1-3 σ ），等等。行星轮也可由两个（或者多于两个）彼此相啮合的齿轮组成（图1-4 ι ）。

行星机构可以有一个或几个相同尺寸的行星轮，行星轮的个数 n 确定了任一中心轮的啮合节点数。转臂绕之作绝对或相对运动的轴线称为主轴线。

同行星轮相啮合而轴线又与主轴重合的齿轮称为中心轮，外齿中心轮用符号 a 或 c 表示；内齿中心轮用符号 b 或 e 表示。

图1-1所示的传动具有两个构件（ a 或 b 与 h ）的行星机构，该两构件的旋转轴线和主轴重合，但这种传动不能传递动能。

如在图1-1 a 所示的机构中，增加一个内齿中心轮 b ，则得三个构件 a 、 b 和 h 的行星机构，它们的旋转轴线和主轴重合（图1-2）。例如，将齿圈 b 固定不动，则就得到应用十分广泛的主动与从动构件为 a 与 h ，或 h 与 a 的行星传动（图1-2 a ）。齿轮 a 固定时，则得主动与从动构件为 b 与 h ，或 h 与 b 的行星传动（图1-2 σ ）。转臂 h 固定时，则得所有齿轮的轴线均固定不动的非行星传动（图1-2 ϵ ）。

由转臂固定的行星机构所得到的传动称为转臂固定传动。轴线与主轴重合并承受外力矩的构件称为基本构件。基本构件也可能是固定的，例如，中心轮可与传动壳体相固结（图1-2 a 和1-2 σ ）。所有三个基本构件均可运动的行星机构称为差动机构，或称差动传动。

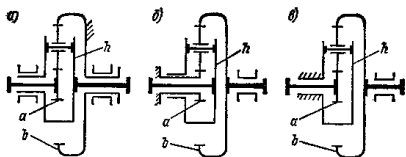


图 1-2 同一类行星机构依次固定不同的基本构件所获得的各种不同传动方案

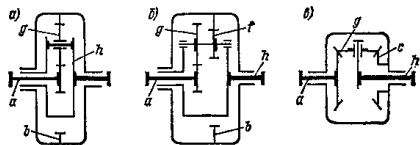


图 1-3 $i^h < 0$ 的 $2k-h$ 传动

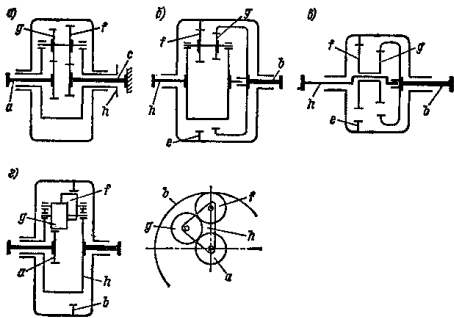


图 1-4 $i^h > 0$ 的 $2k-h$ 传动

第二节 行星传动的分类

行星机构是根据其基本构件的代号来命名的。例如，若行星机构的基本构件是两个中心轮 ($2k$) 和转臂 (h)，则其用代号 $2k-h$ 表示。图1-3所示为常见的 $2k-h$ 的传动简图，当转臂固定时，该传动中的齿轮 a 与 b 的转向相反，这时，转臂固定时的传动比 i^h 标以负

号, 即 $i^h < 0$ 。若转臂固定时的传动基本构件 a 与 b 的转向相同, 则其传动比 i^h 为正号。图 1-4 所示为某些 $i^h > 0$ 的 $2k-h$ 传动简图。

在图 1-5 所示的行星传动简图中, 基本构件是三个中心轮, 因此, 用代号 $3k$ 表示。在这种传动中, 转臂不是基本构件, 而是用以支承行星轮心轴所必须的结构元件。

图 1-6 所示为 $k-h-v$ 传动原理图, $k-h-v$ 传动由一个中心轮和转臂及其同轴线的构件 v 组成。传动比等于 1 的专用装置称为 W 机构[48], 扭矩从行星轮传递至构件 v 。当 $n_w = 2$ 时可用针齿啮合的结构来实现。

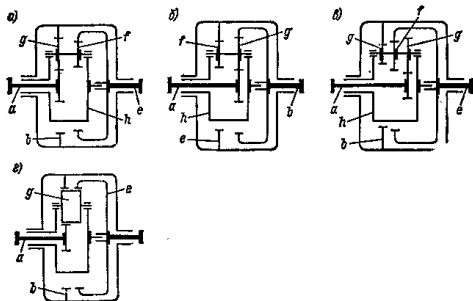


图 1-5 $3k$ 传动

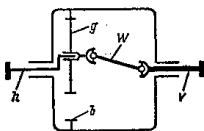


图 1-6 $i^h > 0$ 的 $k-h-v$ 传动

图 1-3a 所示的行星机构得到了最广泛的应用。这是由于这种行星机构具有制造比较简单、外形小、重量轻、效率高等特点。在结构合理的条件下, 这种传动可实现的传动比, 通常不超过 8~9。按图 1-3a 简图设计的 $2k-h$ 传动, 用字母 A 附加两个下角标来表示, 下角标分别表示主、从动基本构件。这时, 第一个下角标表示传动较大扭矩的构件, 上角标表示固定构件。当齿轮 b 固定时传动 (图 1-3a) 用 A_{12}^b 表示, 当转臂固定时 (见图 1-2a), 则用 A_{12}^h 表示。

按图 1-3c 所示原理设计的传动机构, 其合理的传动比通常不超过 10。按该简图设计的机构, 用字母 B 表示, 其角标的意义与图 1-3a 相同。所以, 如图 1-3c 所示的传动机构以 B_{12}^b 表示。

表 1-1 动力行星传动的合理传动比和效率概略值

方 案	代 号	传 动 简 图	合 理 传 动 比 概 略 值	效 率 概 略 值
1	$A_{h,a}^g$		3~9	0.990~0.970
2	$A_{a,b}^g$		1.13~1.5	0.990~0.996
3	$A_{b,a}^g$		— (2~8)	0.985~0.960
4	$B_{h,a}^g$		7~16	0.99~0.97
5	$C_{b,a}^g$		8~30	0.80~0.75
6	$C_{h,a}^g$		25~300	0.90~0.40

方案	代号	传动简图	合理传动比 概略值	效率概略值
7	$D_{h a}^b$ (当 $x_b > 2x_0$)		- (2~7)	0.98~0.99
8	$D_{h a}^c$		2~3	0.97~0.95
9	$D_{h b}^c$		~2	0.99~0.96
10	B		-	-
11	$(3k)_{a a}^c$		20~500	0.90~0.86
12			60~500	0.84~0.70