



行星传动设计与计算

主编 胡来蓉

副主编 何金国 林经德

煤炭工业出版社



数据加载失败，请稍后重试！

内 容 提 要

本书全面系统地论述了渐开线行星齿轮传动的共性基本理论和设计计算方法,如传动比计算、传动性能分析、啮合计算和强度设计等,并在此基础上全面介绍了各类行星传动的结构原理、参数选择、几何计算和设计方法。全书共分十一章,包括行星齿轮传动综述、渐开线行星齿轮传动的性能分析、渐开线齿轮传动的啮合计算、渐开线齿轮传动的强度计算、渐开线基本行星齿轮传动、渐开线少齿差行星齿轮传动、渐开线组合行星齿轮传动、摆线针轮行星传动、谐波齿轮行星传动、活齿行星传动和偏摆锥差行星传动。

本书可作为工科高校机械工程学科有关专业本科生和研究生开设选修课程的教学参考用书,亦可供机械行业科研、设计部门和生产单位的工程技术人员阅读。

图书在版编目(CIP)数据

行星传动设计与计算/胡来璐等编著. —北京:煤炭工业出版社, 1996

ISBN 7-5020-1304-0

I. 行… I. 胡… III. 行星齿轮传动—机械设计 IV. TH132.425

中国版本图书馆 CIP 数据核字(96)第 02368 号

行星传动设计与计算

主编 胡来璐

副主编 何金国 林经德

责任编辑:向云霞

煤炭工业出版社 出版

(北京安定门外和平里北街 21 号)

煤炭工业出版社印刷厂 印刷

新华书店北京发行所 发行

开本 787×1092mm^{1/16} 印张 20^{1/4}

字数 484 千字 印数 1—1,615

1997 年 12 月第 1 版 1997 年 12 月第 1 次印刷

书号 4072 定价 28.00 元

前 言

行星齿轮传动是一种新型、高效的传动型式，具有体积小、重量轻、传动比范围大、承载能力高、寿命长、适用面广等特点，可满足多种不同的工作条件。随着现代生产和科学技术的发展，各种类型的行星传动装置在国防、冶金、矿山、煤炭、工程、起重运输、化工、轻工、仪表等工业部门得到日益广泛的应用。

目前，我国行星齿轮传动的设计水平和制造技术与发达国家的差距正在缩小，不仅理论研究和设计能力有所增强，而且制造技术和测试手段也逐步提高，特别是计算机技术的发展和运用，使行星传动的设计与计算方法获得迅速发展。在改革开放日趋深入的形势下，为满足工科高校机械工程学科有关专业本科生和研究生开设选修课程的教学需要，同时兼顾机械行业科研、设计和生产单位的工程技术人员阅读参考，我们广泛收集了有关资料和研究成果，编写了这本《行星传动设计与计算》。

本书充分吸收了该型传动近期的研究成果和设计资料，广泛采用了较先进的设计计算方法和新的国家标准。全书力求简明、系统、实用，坚持理论与实际相结合、设计与计算相结合、一般传动与新型传动相结合，以提高读者对行星传动的分析和设计能力。本书在编写层次上首先全面论述了渐开线行星齿轮传动的共性基本理论和设计计算方法，如传动比计算、传动性能分析、啮合计算和强度计算等，并在此基础上系统介绍了各类行星传动，如渐开线基本行星传动、渐开线少齿差行星传动、渐开线组合行星传动、摆线针轮行星传动、谐波齿轮行星传动、活齿行星传动和锥差行星传动的结构组成、传动原理、参数选择、几何计算和强度设计等。其中渐开线行星传动和锥差行星传动的性能分析与效率计算，以及摆线针轮传动、谐波齿轮传动和活齿行星传动的设计计算方法等均具有一定的特色。书中还收入了供设计使用的计算资料、图表及实例等。

本书参编人员的编写分工为：第一章由胡来蓉执笔，第二章由胡来蓉、胡庆夕执笔，第三章由胡庆夕执笔，第四章由韩俊义、林经德执笔，第五章由何金国、龚发云执笔，第六章由刘红旗、王小林执笔，第七章和第十一章由刘鹤然、龚发云执笔，第八章由王小林执笔，第九章由林经德执笔，第十章由刘红旗执笔。全书由湖北工学院胡来蓉教授担任主编、湖北工学院何金国副教授和焦作工学院林经德副教授担任副主编。书中缺点与欠妥之处，诚请读者批评指正。

作者于武汉湖北工学院

1997. 5. 15

目 录

第一章 行星齿轮传动综述	1
第一节 渐开线行星齿轮传动的结构组成	1
第二节 渐开线行星齿轮传动的基本型式	4
第三节 新型行星齿轮传动的结构类型	7
第四节 行星齿轮传动的特点和应用	12
第二章 渐开线行星齿轮传动的性能分析	17
第一节 行星齿轮传动的传动比计算	17
第二节 行星齿轮传动的力能分析	23
第三节 行星齿轮传动的效率计算	25
第三章 渐开线齿轮传动的啮合计算	36
第一节 外啮合圆柱齿轮传动的几何计算	36
第二节 内啮合圆柱齿轮传动的几何计算	46
第三节 内啮合圆柱齿轮传动的干涉验算	55
第四节 直齿圆锥齿轮传动的几何计算	63
第四章 渐开线齿轮传动的强度计算	72
第一节 齿轮传动的载荷计算	72
第二节 齿轮传动的失效形式和设计准则	76
第三节 齿轮副的常用材料及热处理	80
第四节 齿轮传动的齿面接触疲劳强度计算	84
第五节 齿轮传动的齿根弯曲疲劳强度计算	92
第六节 齿轮传动的许用应力选择	96
第七节 齿轮传动短期峰载的静强度校核	103
第八节 齿轮传动的强度设计实例	106
第五章 渐开线基本行星齿轮传动	119
第一节 基本行星齿轮传动的配齿计算	119
第二节 基本行星齿轮传动的变位设计	123
第三节 基本行星齿轮传动的作用力分析和均载装置	129
第四节 基本行星齿轮传动的强度计算	141
第五节 基本行星传动元件的强度校核计算	146
第六节 基本行星传动元件的结构和工作图	155
第七节 基本行星齿轮传动的设计计算实例	157
第六章 渐开线少齿差行星齿轮传动	162
第一节 少齿差行星齿轮传动的类型与特点	162
第二节 少齿差行星齿轮传动的传动比计算	165
第三节 少齿差行星齿轮传动的变位设计	166
第四节 少齿差行星传动的的作用力分析与强度计算	172

第五节 少齿差行星传动的 W 输出机构	178
第七章 渐开线组合行星齿轮传动	185
第一节 组合行星齿轮传动的类型和代号	185
第二节 组合行星齿轮传动的传动比计算	188
第三节 组合行星齿轮传动的效率计算	192
第四节 组合行星齿轮传动的力能分析	195
第八章 摆线针轮行星传动	197
第一节 摆线针轮传动的结构和应用	197
第二节 摆线针轮传动的啮合原理	199
第三节 摆线针轮传动的参数选择和几何计算	204
第四节 摆线针轮传动的作用力分析	208
第五节 摆线针轮传动的失效形式和材料选择	213
第六节 摆线针轮传动的强度计算	214
第七节 摆线针轮传动的效率计算	222
第八节 摆线针轮传动元件的结构和工作图	224
第九章 谐波齿轮行星传动	229
第一节 谐波齿轮传动的结构和应用	229
第二节 谐波齿轮传动的传动比计算	231
第三节 激波器与柔轮的结构型式	243
第四节 谐波齿轮传动的啮合参数与几何计算	248
第五节 谐波齿轮传动的失效形式和材料选择	251
第六节 谐波齿轮传动的强度计算	252
第七节 基本谐波齿轮传动的效率计算	258
第八节 谐波齿轮传动的热平衡计算	263
第九节 谐波齿轮传动的设计步骤与计算实例	264
第十节 谐波齿轮传动元件的结构和工作图	269
第十章 活齿行星传动	272
第一节 活齿行星传动的结构与应用	272
第二节 活齿行星传动的传动比计算	276
第三节 活齿行星传动的啮合原理	278
第四节 活齿行星传动的结构设计与几何计算	286
第五节 活齿行星传动的作用力分析与强度计算	297
第六节 活齿行星传动元件的结构和工作图	302
第十一章 偏摆锥差行星传动	306
第一节 偏摆锥差行星传动的结构和应用	306
第二节 偏摆锥差行星传动的传动比计算	308
第三节 偏摆锥差行星传动的几何计算	310
第四节 偏摆锥差行星传动的作用力分析	312
第五节 偏摆锥差行星传动的结构设计特点	315
参考文献	318

第一章 行星齿轮传动综述

第一节 渐开线行星齿轮传动的结构组成

一、简单行星传动

由若干互相啮合的齿轮副组成的传动系统，如果其中有一个或几个齿轮的几何轴线绕某一固定的几何轴线旋转，该传动系统就称为行星齿轮传动。如图 1-1a 所示，设齿轮 a 为主动件，绕固定的几何轴线 O_a 转动；齿轮 g 装在系杆 H 上，系杆 H 绕固定轴线 O_H 转动；齿轮 b 固定不动。当齿轮 a 转动时，齿轮 g 除绕本身轴线 O_g “自转”外，其轴线 O_g 还随系杆 H 绕固定轴线 O_H 作“公转”，最后由系杆 H 输出。同理，当齿轮 a 固定时，若齿轮 b 作为主动件，如图 1-1b 所示，运动同样经齿轮 g 由系杆 H 输出。图中，具有固定轴线的齿轮 a 或 b 称为中心轮或太阳轮，通常用符号 K 表示。具有“自转”和“公转”运动的齿轮 g 称为行星轮。用作安装行星轮并带动行星轮轴线旋转的系杆 H 称为行星架或转臂。中心轮可绕固定轴线转动，亦可固定不动。这种由中心轮、行星轮和行星架组成的传动系统，若其中有一个中心轮固定，便称为简单行星传动，可用代号 A_{aH}^b 或 A_{bH}^a 表示，此处 A 表示型号，两个下标依次表示输入件和输出件，上标表示固定构件。

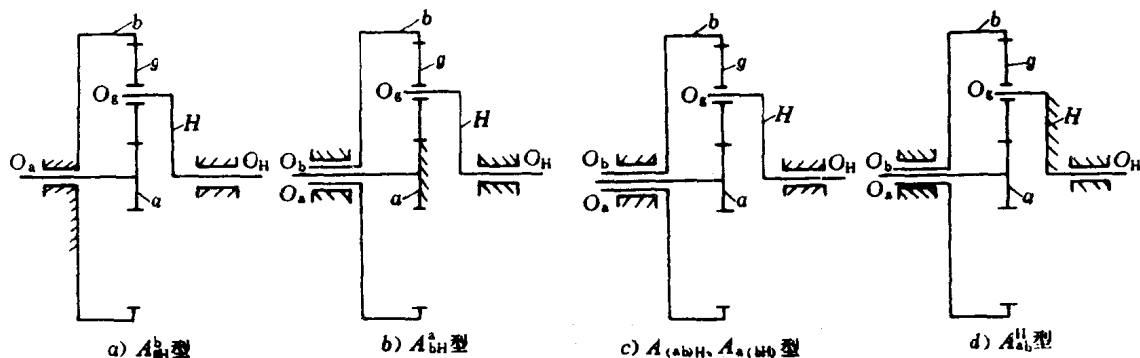


图 1-1 行星齿轮传动简图

如图 1-2 所示为煤电钻用的简单行星传动，中心轮 z_1 为主动件，中心轮 z_3 固定。当电动机驱动中心轮 z_1 作高速转动 (2800r/min) 时，经过该行星传动减速，行星架 H (即钻杆) 可获得所需要的工作转速 (350r/min)。

二、差动行星传动

在行星传动中，若两个中心轮 a 和 b 均不固定 (如 1-1c 所示)，运动可由两个中心轮 a 和 b 同时输入，最后经行星架 H 输出；也可由中心轮 a 输入，经中心轮 b 和行星架 H 输出。这类行星传动相对于机架具有两个自由度，称为差动行星传动，其代号为 $A_{(ab)H}$ 和

$A_{a(bH)}$ 。差动行星传动可将两个独立的转动合成为一个转动，亦可将一个转动分解为两个转动输出。图 1-3 为 SPG-1000 型钢丝绳胶带输送机用的差动行星传动，运动由外缘为人字齿圈行星架 H 输入，通过行星齿轮 z_2 、 z'_2 驱动中心轮 z_1 、 z_3 作转动，使两个主动绳轮 1 和 2 按不同的需要获得相应的转速，以适应两条钢丝绳张力一致和同步牵引的需要。

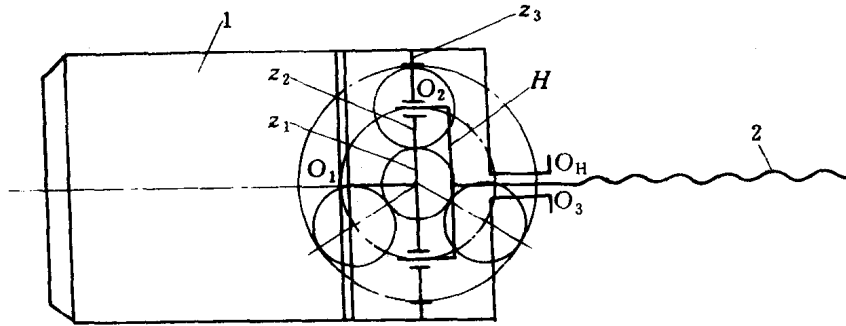


图 1-2 煤电钻简单行星传动

图 1-4 所示为 ZMZ₂-17 型装煤机行走机构用由圆锥齿轮组成的差动行星传动。图中， z_2 (H) 为行走架， z_4 为行星轮， z_3 和 z_5 为中心轮。运动由行星架 H 输入，经差动行星传动，使左右两中心锥齿轮获得不同的转速，以满足该行走机构两个后半轴在不同的运行条件下（如直道或转弯）获得相应的转速。

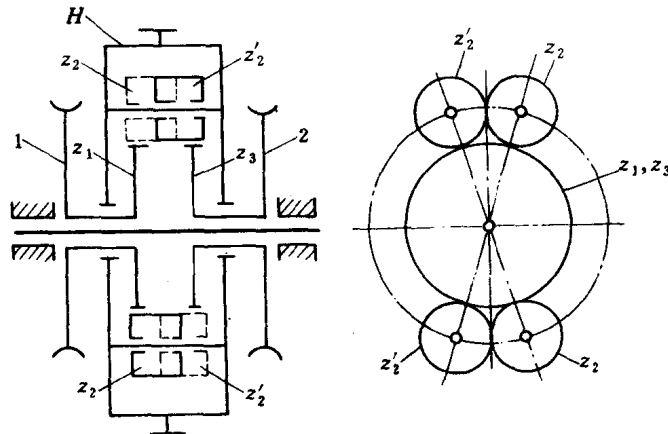


图 1-3 SPG-1000 型钢丝绳胶带输送机差动行星传动

H —行星架人字齿圈；1、2—左右主动绳轮； z_1 、 z_2 、 z'_2 、 z_3 、 H —差动行星传动

以上所述简单的和差动的行星传动合称为基本行星传动。显然，在基本行星传动中，当行星架 H 固定时（如图 1-1d 所示），该型传动便转化为定轴传动，有时又称为准行星传动。

三、组合行星传动

由若干定轴传动与基本行星传动或由两个以上基本行星传动组成的传动系统称为组合行星传动。如图 1-5a 所示, 用两对定轴齿轮与差动行星传动中的两个中心轮 a 、 b 作封闭式联接, 由联接中心轮 a 、 b 的公用轴 γ 输入, 经行星架 H 输出, 通常用符号 $(Ad)_{b_2H}$ 表示, 其中 A 表示差动行星传动的型号、 d 表示作封闭用的定轴传动, 两个下标表示组合行星传动的输入和输出构件。同理, 当用两对定轴齿轮封闭差动行星传动中的中心轮 b (或 a) 和行星架 H 时 (如图 1-5b 所示), 运动由公用轴 γ 输入, 经中心轮 a (或 b) 输出, 可用代号 $(Ad)_{b_2a}$ 或 $(Ad)_{b_2b}$ 表示。以上两种组合行星传动又称为单自由度封闭式组合行星传动, 或简称为封闭行星传动。在机械工程中, 封闭行星传动获得十分广泛的应用。在实际应用中, 除用机械形式封闭外, 还有用电力或液力封闭等多种形式。

图 1-6 为两个基本行星传动组成的串联式组合行星传动。图 a 由两个简单行星传动所组成, 具有一个自由度, 其中前一个行星架 H_1 与后一个中心轮 a_2 相固接, 由前一个中心轮 a_1 输入, 经后一个行星架 H_2 输出, 又称为单自由度串联式组合行星传动, 可用代号 $A_{a_1H_1}^b A_{a_2H_2}^b$ 表示。图 b 由一个简单行星传动和一个差动行星传动所组成, 具有两个自由度, 其中前一个行星架 H_1 同样与后一个中心轮 a_2 相固接, 由前一个中心轮 a_1 输入, 经后一个行星架 H_2 和中心轮 b_2 输出, 又称为双自由度串联式组合行星传动, 可用代号 $(AA)_{a_1(b_2H_2)}^b$ 表示, 其中第一个下标表示输入件, 括号内的两个下标表示输出件, 上标表示固定构件。这种组合行星传动具有更大的增矩性能和调速范围, 可实现运动的反馈、复合以及功率流的分配, 在机械传动中获得日益广泛的应用。

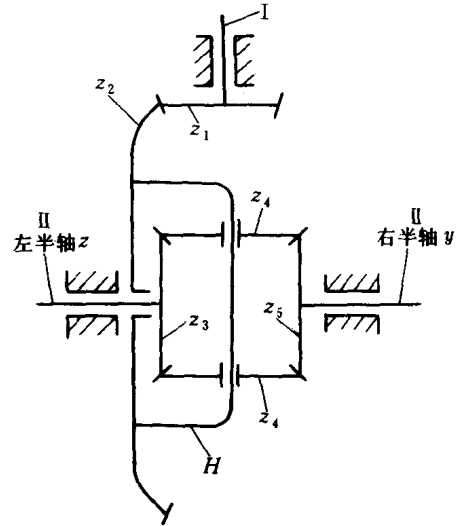


图 1-4 ZMZ₂-17 型装煤机圆锥
齿轮差动行星传动

I—输入轴；II—输出轴；
 z_3 、 z_4 、 z_5 、 H —差动行星传动

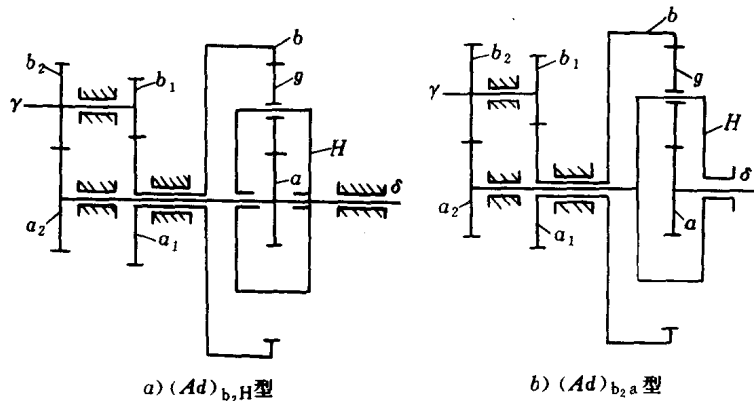


图 1-5 封闭式组合行星传动简图

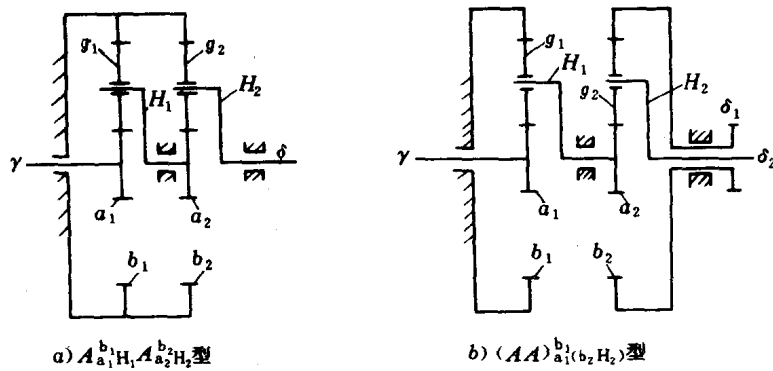


图 1-6 串联式组合行星传动简图

第二节 渐开线行星齿轮传动的基本型式

如前所述，渐开线行星传动包含有三类构件，即中心轮 (K)、行星架 (H) 和行星轮 (g)。其中，凡轴线与固定轴线重合，且承受或传递外加转矩的构件称为基本构件。安装基本构件的轴称为基本轴（或称为基本轴线）。按传递运动的功能和作用，任何行星传动都含有输入轴和输出轴，多数行星传动还含有辅助轴。其中，输入轴和输出轴通常与中心轮或行星架相固接，分别传递输入转矩和输出转矩；辅助轴不仅承受外加转矩，同时对整个行星传动起限制或支承作用，如固定中心轮的轴（或轴线）就属于辅助轴（或轴线）。总之，根据基本构件或基本轴的组成情况，渐开线行星传动的基本型式可分为 $2K-H$ 、 $3K$ 、 $K-H-V$ 等。而其他结构型式都是由这三种基本型式演化或组成的。

其中，输入轴和输出轴通常与中心轮或行星架相固接，分别传递输入转矩和输出转矩；辅助轴不仅承受外加转矩，同时对整个行星传动起限制或支承作用，如固定中心轮的轴（或轴线）就属于辅助轴（或轴线）。总之，根据基本构件或基本轴的组成情况，渐开线行星传动的基本型式可分为 $2K-H$ 、 $3K$ 、 $K-H-V$ 等。而其他结构型式都是由这三种基本型式演化或组成的。

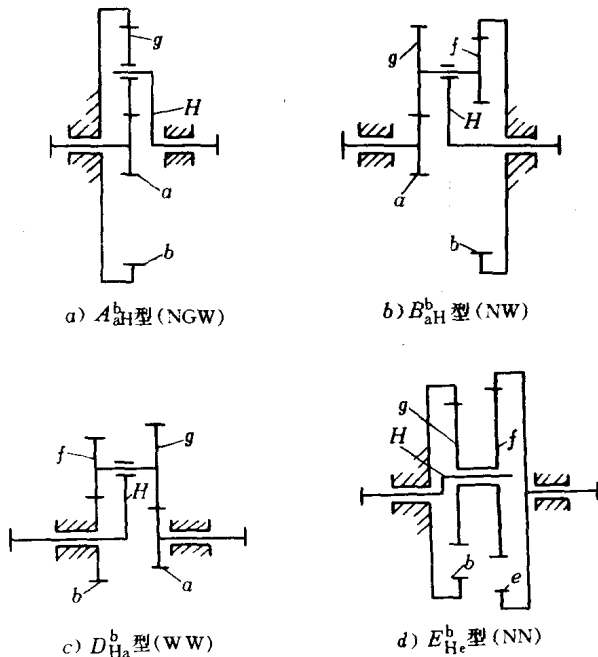


图 1-7 $2K-H$ 行星传动简图

一、 $2K-H$ 行星传动

如图 1-1a、b 所示，当中心轮 a （或 b ）的轴为输入轴时，行星架 H 的轴为输出轴，而固定中心轮 b （或 a ）的轴为辅助轴。对于差动行星传动（图 1-1c），当用于运动的分解时，有一个输入轴和二个输出轴，没有辅助轴。显然，这类行星传动的基本构件都是由二个中心轮 (K) 和一个行星架 (H) 所组成，通常称为 $2K-H$ 行星传动。

按齿轮副的啮合方式不同， $2K-H$ 行星传动又可分为单排内外啮合（NGW 型）和双排内外啮合（NW 型）、双排外啮合（WW 型）和双排内啮合（NN 型）等，如图 1-7a、b、c、d 所示，可分别用代号 A_{aH}^b 、 B_{aH}^b 、 D_{Ha}^b 、 E_{Hc}^b 表示。

二、3K 行星传动

如图 1-8 所示的行星传动，由 3 个中心轮（ K ），1 个行星架（ H ）和 2 个固联的行星轮（ g 、 f ）所组成。其中，a 图有双排行星轮，又称为 I 型结构；b 图有公用行星轮，又称为 II 型结构。由于这 3 个中心轮 a 、 b 、 e 都具有固定轴线，承受或传递外加转矩，而且行星架 H 被封闭在内部，只起支持行星轮的作用，不承受或传递外加转矩。所以，这类行星传动的基本构件由 3 个中心轮（ K ）所组成，通常称为 3K 行星传动。实际上，这种 3K 行星传动是由两个 $2K-H$ 行星传动（ a 、 g 、 b 、 H ）和（ a 、 g 、 f 、 e 、 H ）复合组成的，也可视为一种特殊的组合行星传动。

图 1-9 所示为车床电动三爪卡盘用的 3K 行星传动。由中心轮 z_1 输入，经中心轮 z_4 输出，中心轮 z_3 固定。传动比 $i_{14}^3=588$ ，实际外廓尺寸为 $\phi 165 \times 80$ （mm）。这种三爪卡盘用一个功率很小的电动机驱动，可获得很大的夹紧力。显然，这样大的传动比，如果用定轴齿轮传动，在三爪卡盘上是无法实现的。

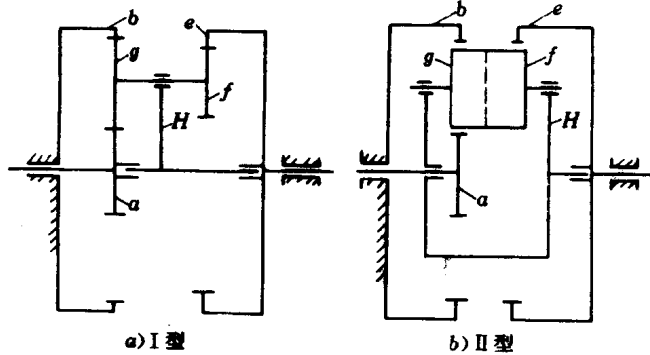


图 1-8 3K 行星传动简图

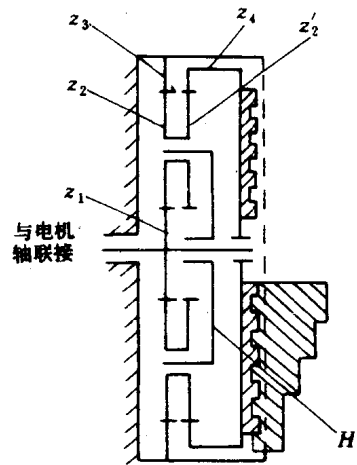


图 1-9 电动三爪卡盘 3K 行星传动

三、K-H-V 行星传动

如图 1-10 所示的行星传动，由一个中心轮（ K ）、一个转臂（ H ）及其与一个行星轮（ g ）组成可动联接的输出轴（ V ）所组成。显然，中心轮 K 、转臂 H 和输出轴 V 具有固定轴线，且承受或传递外加转矩，都属于基本构件，通常称为 $K-H-V$ 行星传动。该型传动的减速部分由一对或两对渐开线少齿差内啮合齿轮所组成，两轮齿数差一般为 1、2、3、4。同时，为把行星轮的行星运动传递给具有固定轴线的输出轴 V ，在行星轮和输出轴之间需要装设一运动输出机构，又称为 W 机构。在 $K-H-V$ 行星传动中， W 机构的形式很多，常用的有双万向联轴节式（图 1-10a）、十字滑块式（图 1-10b）、孔销式（图 1-10c）、浮动盘式（图 1-10d）和零齿差内啮合式（图 1-10e）。

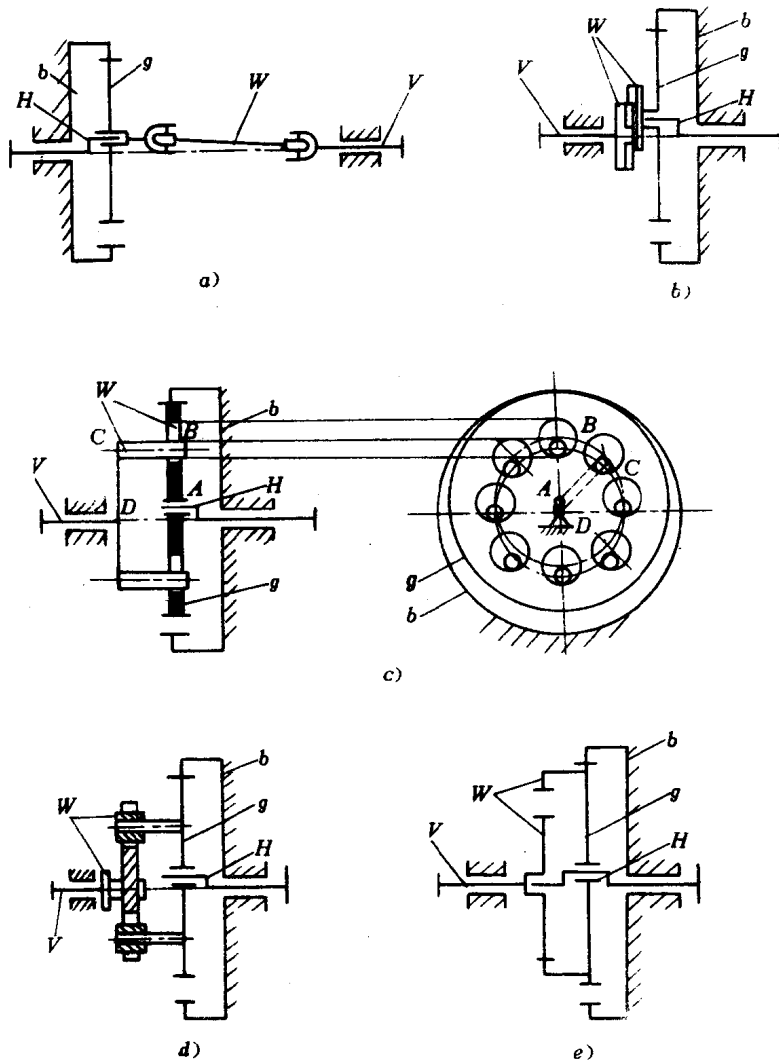


图 1-10 K-H-V 行星传动简图

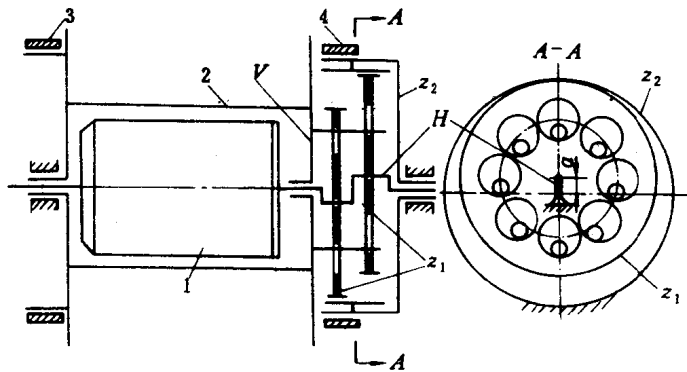


图 1-11 JD-22 型调度绞车 K-H-V 行星传动

z_1 —行星轮； z_2 —中心轮；H—转臂；

1—电动机；2—卷筒；3—左闸；4—右闸

图 1-11 所示为 JD-22 型调度绞车用的 $K-H-V$ 渐开线双排少齿差行星传动, 并采用孔销式 W 输出机构。

第三节 新型行星齿轮传动的结构类型

随着理论研究和制造技术的迅速发展, 在渐开线行星传动的基础上, 国内外出现了多种齿形的新型行星传动, 而且应用日益广泛。本节着重介绍几种常见的结构类型和传动原理。

一、摆线针轮行星传动

摆线针轮行星传动属于又一种 $K-H-V$ 行星传动, 由减速机构和输出机构所组成。如图 1-12 所示, 减速部分采用由摆线轮 c 、固定针轮 p 和转臂 H 组成的行星内啮合齿轮副, 两轮齿数差 $z_p - z_c = 1$ 。输出部分采用由摆线轮上的销孔和输出轴销盘上的柱销组成的柱销式 W 机构。

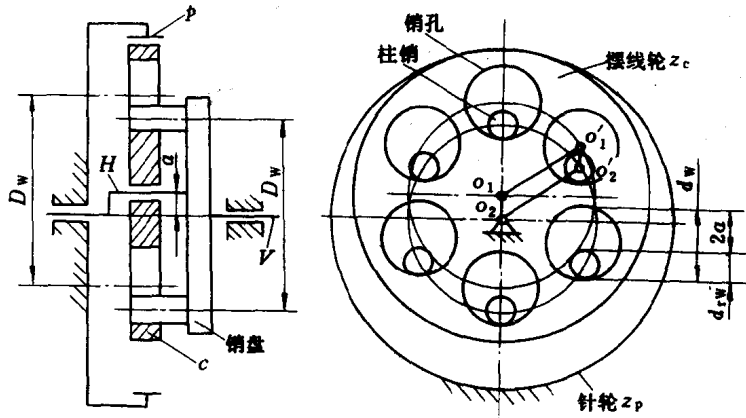


图 1-12 摆线针轮行星传动简图

图 1-13 为摆线针轮行星减速器的典型结构。两个完全相同的摆线轮 c 相错 180° , 并装在转臂 H 的双偏心套 2 上, 摆线轮的齿廓为短幅外摆线的等距曲线。转臂 H 由输入轴 1 和双偏心套 2 所组成。固定针轮 p 包括一个固定的针齿壳 6 及其周围装有针齿套 7 的若干针齿销 8 等。摆线轮上的齿廓与固定针轮上的针齿套组成行星内啮合。W 机构由输出轴 V 和若干销轴 4、销套 5 以及转臂 H 和摆线轮上的销孔所组成。利用 W 机构可将摆线轮的行星运动输出, 并带动输出轴 V 作同速转动。

摆线针轮行星传动具有许多独特的优点, 如体积小、传动比大、承载能力大和效率高等。当功率不大时, 可取代蜗杆减速器或二、三级普通齿轮减速器。目前, 我国已有专业工厂批量生产该型减速器, 并在矿山、冶金、化工、纺织和国防工业等部门获得广泛应用。

二、谐波齿轮行星传动

谐波齿轮行星传动又简称为谐波传动, 如图 1-14a 所示为具有钟形柔轮的谐波减速器, 主要由刚性齿轮 b 、柔性齿轮 g 、激波器 H 和柔性轴承等组成。钢轮和柔轮的齿数差 $z_b - z_g = 2$ 。激波器 H 固装在输入轴 1 上, 其外形为椭圆凸轮式 (图 1-14b), 柔轮 g 相当于具有弹性变形能力的行星轮, 一端通过柔性轴承 3 装在激波器的外缘上, 迫使柔轮发生弹

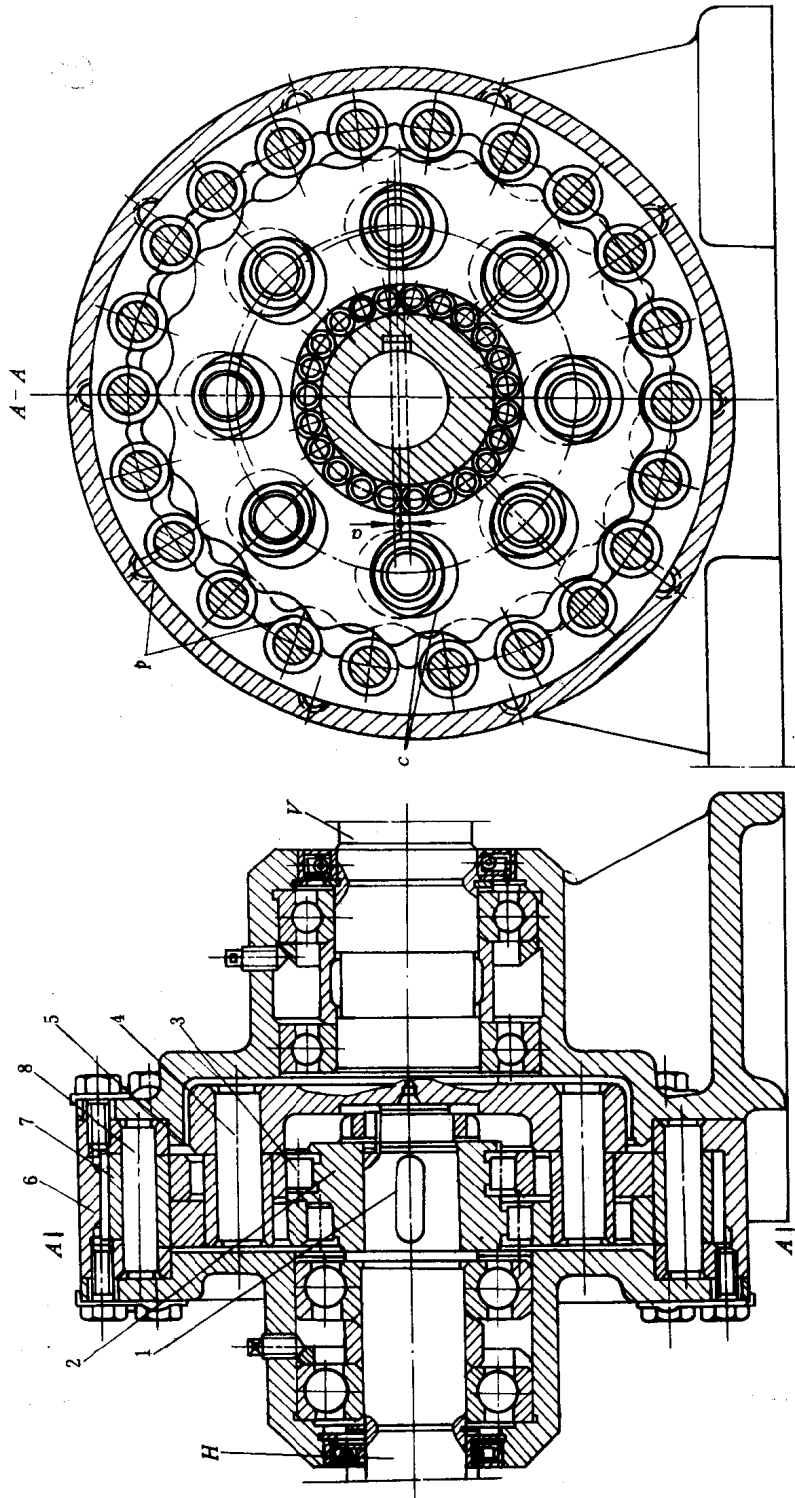


图 1-13 摆线针轮行星减速器的典型结构

c—摆线轮；p—固定针轮；1—输入轴；2—双偏心套；3—滚子轴承；
 4—柱销；5—销套；6—针齿壳；7—针齿套；8—针齿销；
 V—输出轴；a—中心距；H—转臂

性变形，并在椭圆的长轴方向与刚轮形成 2 个局部啮合区，另一端与输出轴 2 相固接。刚轮 b 固定在壳体 4 中。当输入轴 1 驱动激波器转动时，柔轮 g 通过弹性变形相对于固定的刚轮 b 不断改变啮合位置。由于柔轮与刚轮具有齿数差，迫使柔轮对刚轮发生有规律的错齿运动，从而带动输出轴作低速转动。在实际应用中，谐波传动有多种结构型式，如单级谐波传动有刚轮固定和柔轮输出或柔轮固定和刚轮输出等，通常用代号 X_{hg}^b 或 X_{hg}^k 表示。

在谐波齿轮传动中，柔轮与刚轮的齿形有直线三角齿形和渐开线齿形两种，后者应用较普遍。激波器除椭圆凸轮式外，还有双滚轮式（图 1-14c）、偏心盘式（图 1-14d）和三滚轮式（图 1-14e）等，适用于多种不同的工作条件。当柔轮与刚轮的齿数差 $z_b - z_g = 3$ 时，需采用三滚轮式或三叶卵形凸轮式激波器。

随着现代科学的发展，谐波传动在大传动比的减速装置、分度机构、伺服装置、雷达装置和自动控制等高精度传动系统中得到日益广泛的应用。

三、活齿行星传动

按活齿形状的不同，活齿行星传动有推杆、滚柱、钢球、摆块和套筒等多种形式。图 1-15a 为推杆针轮活齿行星减速器的典型结构，图 1-15b、c 为其传动原理简图。该型传动主要由激波器 H 、推杆式活齿 T 、活齿架 G 和针齿中心轮 K 等组成。其中，激波器 H 具有双偏心轮结构，相错 180° ，固装在输入轴 1 上。针齿中心轮固定在壳体 3 中，针齿数为 z_k 。推杆活齿的理论齿数为 z_G ， $z_k - z_G = 1$ 。活齿架 G 与输出轴 2 相固接。显然，活齿行星传动实际上是 $K-H-V$ 少齿差传动的一种特殊形式。如图 1-15b、c 所示，当输入轴驱动激波器 H 作逆时针转动时，由激波器的外缘推动一部分活齿 T 在活齿架的径向槽中依次作径向外移，使活齿与针轮的针齿套相接触。在固定针轮针齿套的反作用下，活齿架 G 连同推杆活齿 T 作顺时针低速转动，同时带动输出轴转动。其他与针轮非工作针齿套相接触的推杆活齿在活齿架径向导槽的推动下依次返回起始位置。如此循环动作便将输入轴的高速转动转变为输出轴的低速转动。

图 1-16a 为滚柱活齿行星减速器的典型结构，图 1-16b、c 为其传动原理简图。该型传动主要由激波器 H 、滚柱活齿 T 、活齿架 G 和中心轮 K 等组成。与推杆针轮活齿行星减

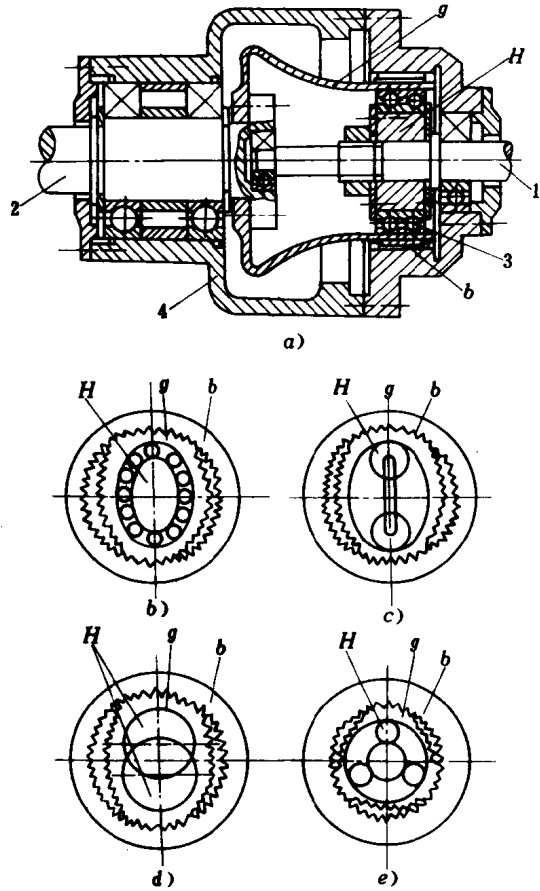


图 1-14 谐波齿轮减速器的典型结构
 b —刚轮； g —柔轮； H —激波器；1—输入轴；
 2—输出轴；3—柔轮轴承；4—壳体

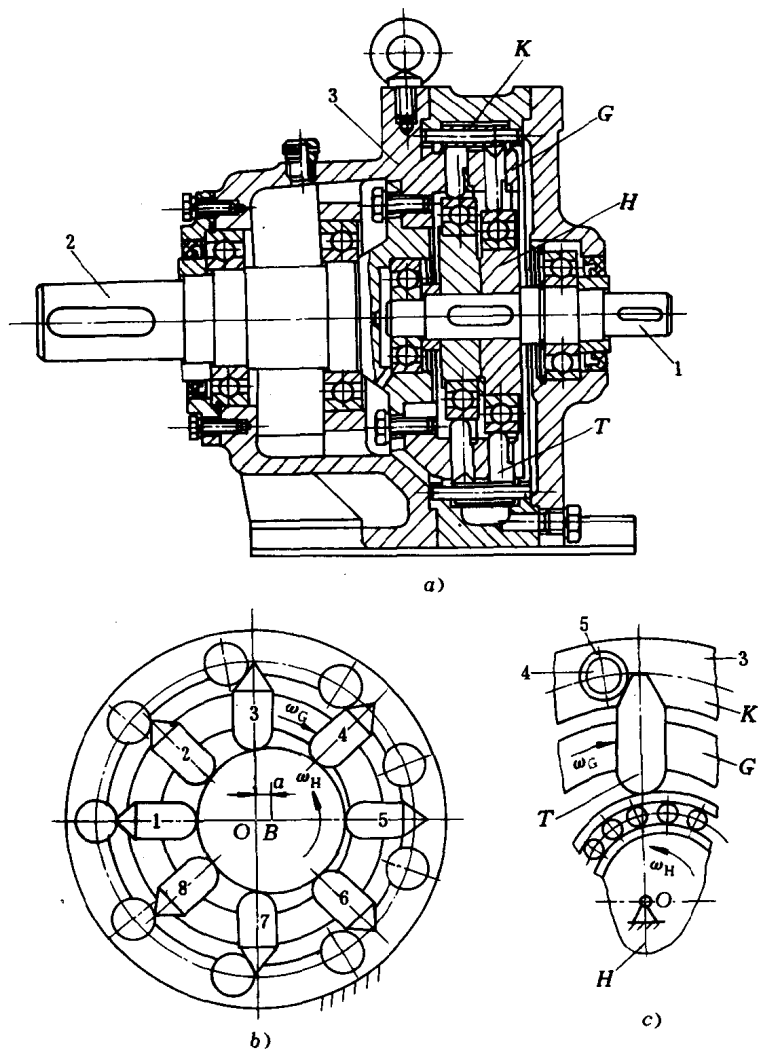


图 1-15 推杆针轮活齿行星减速器与传动简图
H—激波轮；*T*—推杆活齿；*G*—活齿架；*K*—针齿中心轮；
 1—输入轴；2—输出轴；3—壳体；4—针齿销；5—针齿套

速器相比，激波器 *H* 的结构基本相同。其他不同点在于，活齿 *T* 为短圆柱形的滚柱，活齿架 *G* 具有薄壁圆环结构，中心轮 *K* 的工作齿廓是活齿滚柱横断面圆族的包络。当输入轴驱动激波器 *H* 作逆时针转动时，由激波器的外缘推动一部分滚柱活齿沿中心轮 *K* 的工作齿廓作滚滑接触，并推动活齿架 *G* 连同滚柱活齿 *T* 作顺时针低速转动，同时带动输出轴转动。其他滚柱活齿在活齿架径向导槽的推动下依次返回起始位置。

四、偏摆锥差行星传动

图 1-17a 为偏摆锥差行星减速器的典型结构，图 1-17b 为其传动原理简图。该型传动主要由外锥齿轮 1、内锥齿轮 2、偏摆发生器 *H* 以及周向限制副 (3、4) 等组成。其中发生器 *H* 由输入轴 5 及其端部的偏角轴头 6 构成。内锥齿轮 2 的节锥角 $\delta_2 > 90^\circ$ ，通过滚动轴承

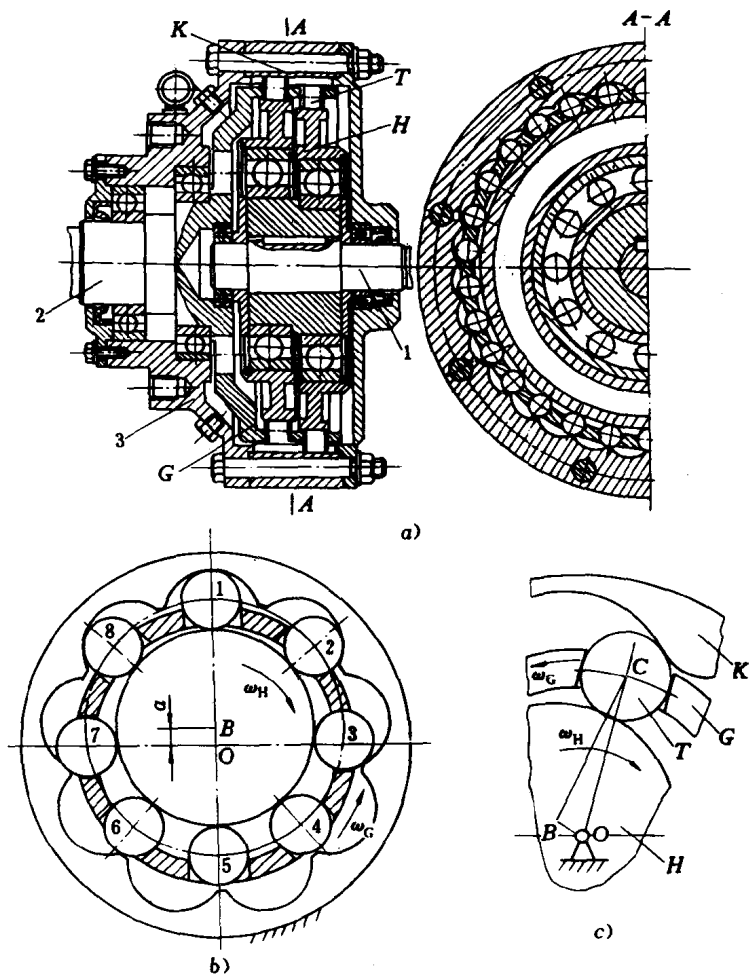


图 1-16 滚柱活齿行星减速器与传动简图
H—激波器；*T*—滚柱活齿；*G*—活齿架；*K*—中心轮；
 1—输入轴；2—输出轴；3—壳体

装在发生器 *H* 的偏角轴头上，与固定在输出轴 7 上的外锥齿轮 1 组成少齿差内啮合， $z_2 - z_1 = 1$ 或 2。该内锥齿轮在其锥顶与输出轴的轴端用球面滑动轴承相连接。为防止内锥齿轮在固定空间转动，将内锥齿轮的外缘做成球面齿圈 3，与固定在壳体中的内齿圈 4 组成零齿差内啮合周向限制副。显然，由于周向限制副的限制作用，内锥齿轮 2 在激波器 *H* 的偏角轴头上只能作循环偏摆运动。

当输入轴转动时，其偏角轴头的轴线 $\overline{OO_H}$ 在空间形成一锥顶角为 2Σ 的锥束，由于周向限制副的限制，内锥齿轮 2 在偏角轴头上作循环偏摆运动，迫使外锥齿轮 1 相对于内锥齿轮 2 作有规律的错齿运动，并带动输出轴作低速转动。这种新型传动可获得很大的传动比，而且体积小，承载能力大，又无需输出机构。该型传动在国外已用于偏摆齿轮马达上，