

机械设计

• 下册 •

徐 灏 编著

东北工学院出版社

机 械 设 计

(下 册)

徐 灏 编著

东北工学院出版社

内 容 简 介

本书从机器的整体出发,考虑结构、造型、工艺性、经济性、强度和摩擦学方面,来阐述机械设计的共性内容。在这基础上,再介绍各种零件和构件的设计原理和方法,而将现代设计中的内容,如动强度、润滑理论、新的设计观点和新技术等,贯穿到各种零件和结构件的设计中去,使本书具有鲜明的时代性。

本书分上、下两册出版。上册包括共性内容和部分基础件设计,如焊接结构、螺旋零件、带、链、齿轮和蜗杆传动。下册包括轮系、轴、轴承、密封、联轴器、离合器、制动器、弹簧、凸轮、飞轮和机架零件。

本书供工厂和设计院的机械设计人员使用,也可供高等院校机械系师生参考。

机 械 设 计

(下)

徐 灏 编著

*

东北工学院出版社出版

(沈阳 南湖)

辽宁省新华书店发行

沈阳七二二工厂印刷

*

787×1092毫米 1/16 印张: 30.75 字数: 738千字

1988年3月第1版 1988年3月第1次印刷

印数: 1~3 000册

责任编辑: 苏 禾 崔华林 责任校对: 张德喜 杨 红

ISBN 7-81006-014-7/TH·6

定价: 5.42元



作者简介

徐 源 东北工学院教授、博士生导师, 1919年生, 江苏江阴人, 1943年毕业于西南联合大学机械系。建国后, 历任东北工学院机械系主任、机械工程研究所所长、中国机械设计与传动学会第一届副理事长、辽宁省机械设计学会第一、二届理事长、《机械设计》期刊第一届编委会主任委员、《中国大百科全书》机械工程基础编写组主编、国务院学位委员会第一、二届学科评议组成员、中国科学院技术科学部机械学科组成员。长期从事机械设计理论研究, 专长结构疲劳强度理论, 先后出版十余本著作。八十年代出版的专著有: 《安全系数和许用应力》、《疲劳强度设计》、《机械强度的可靠性设计》等。

目 录

(下 册)

第十二章 轮系及其装置

第一节	定轴轮系	(1)
第二节	周转轮系	(5)
第三节	行星轮系的型式选择	(15)
第四节	行星轮系的设计	(18)
第五节	少齿差行星齿轮减速器	(27)
第六节	摆线针轮传动	(33)
第七节	谐波齿轮传动	(37)
第八节	多点啮合柔性传动	(45)
第九节	无级变速器	(47)

第十三章 轴

第一节	轴的结构设计	(62)
第二节	轴毂联接计算	(65)
第三节	轴的强度计算	(69)
第四节	轴的刚度计算	(74)
第五节	轴的振动计算	(78)
第六节	钢丝软轴	(82)
第七节	曲轴	(85)

第十四章 滑动轴承

第一节	概 论	(97)
第二节	滑动轴承的典型结构	(99)
第三节	轴承材料和轴瓦结构	(102)
第四节	边界润滑轴承的计算	(106)
第五节	液体动压润滑轴承的计算	(107)
第六节	润滑油的选择	(127)
第七节	油膜振荡	(129)
第八节	液体动压推力轴承	(132)
第九节	液体静压轴承	(146)
第十节	气体润滑轴承	(153)
第十一节	几种新型的滑动轴承	(154)

第十五章 滚动轴承

第一节	滚动轴承基本类型	(160)
第二节	滚动轴承的载荷分析	(164)
第三节	滚动轴承类型的选择	(167)
第四节	滚动轴承的额定载荷和当量载荷	(169)
第五节	滚动轴承尺寸的选择	(172)
第六节	不同可靠度时滚动轴承尺寸的选择	(179)
第七节	滚动轴承的弹性流体动压润滑	(180)
第八节	滚动轴承的组合设计	(185)

第十六章 密封

第一节	密封的分类	(192)
第二节	静密封	(194)
第三节	接触式动密封	(198)
第四节	非接触式动密封	(211)
第五节	磁流体密封	(219)

第十七章 联轴器

第一节	刚性固定式联轴器	(224)
第二节	刚性可移式联轴器	(227)
第三节	弹性联轴器	(233)
第四节	粉粒联轴器	(256)
第五节	万向联轴器	(262)
第六节	液力联轴器	(267)

第十八章 离合器

第一节	嵌入离合器	(275)
第二节	摩擦离合器	(277)
第三节	扭簧离合器	(286)
第四节	涨圈离合器	(288)
第五节	气胎离合器	(290)
第六节	离心离合器	(291)
第七节	超越离合器	(294)
第八节	钢珠安全离合器	(297)
第九节	电磁转差离合器	(300)

第十九章 制动器

第一节	制动力矩和制动功率	(302)
-----	-----------------	-------

第二节	摩擦材料	(306)
第三节	块式制动器	(307)
第四节	带式制动器	(316)
第五节	盘式制动器	(321)
第六节	载荷作用制动器	(324)
第七节	电磁制动器	(326)
第八节	制动器设计举例	(328)

第二十章 弹 簧

第一节	弹簧材料和制造工艺	(333)
第二节	圆柱螺旋弹簧的理论计算基础	(339)
第三节	拉压螺旋弹簧的设计	(353)
第四节	圆柱扭转螺旋弹簧	(368)
第五节	圆锥螺旋弹簧	(372)
第六节	碟形弹簧	(388)
第七节	环形弹簧	(397)
第八节	板弹簧	(400)
第九节	扭杆弹簧	(403)
第十节	橡胶弹簧	(409)
第十一节	空气弹簧	(415)

第二十一章 凸 轮

第一节	凸轮推杆的运动规律	(419)
第二节	凸轮轮廓曲线的设计	(425)
第三节	凸轮的基本尺寸参数	(433)
第四节	高速凸轮	(437)
第五节	凸轮设计中的其他问题	(446)

第二十二章 飞 轮

第一节	飞轮的计算基础	(448)
第二节	飞轮转动惯量的求法	(452)
第三节	飞轮的结构设计	(456)
第四节	飞轮设计举例	(458)

第二十三章 机架零件

第一节	机架零件的计算准则	(463)
第二节	预应力机架	(469)
第三节	钢丝缠绕机架	(474)

附表

附表 1	单位换算	(477)
附表 2	各种材料的弹性模量和泊桑系数	(478)
附表 3	材料延伸率 δ_{10} 和 δ_5 的互算表	(479)
附表 4	金属硬度对照表	(481)
参考文献		(483)

第十二章 轮系及其装置

由一系列轮子组成的传动系统称为轮系。这些轮子可以是齿轮或摩擦轮等其它轮子，但在实用上多由许多个相互啮合的齿轮所组成。根据轮系传动时各齿轮的轴线在空间的相对位置是否固定，轮系可分为定轴轮系和周转轮系两大类。在周转轮系中，只有一个自由度的称为行星轮系，有两个自由度的称为差动轮系。

第一节 定轴轮系

各轮的几何轴线位置都是固定的轮系，称为定轴轮系。将定轴齿轮轮系安装在封闭的刚性壳体内组成独立的减速传动装置，称为齿轮减速器。用蜗杆传动组成的称为蜗杆减速器，用蜗杆传动和齿轮传动组成的称为齿轮蜗杆减速器。减速器常用在动力机和工作机之间作减速用。在少数场合下，也用作增速的传动装置，这时就称为增速器。减速器结构紧凑，效率较高，传递运动准确可靠，使用维护简单。主要的减速器已标准化和系列化，在各类机械中广泛应用。

一、定轴轮系的用途

定轴轮系的用途有:

1. 获得大的传动比

当两轴之间需要较大的传动比时，如果仅用一对齿轮传动（图12-1a），将使两轮的尺寸相差很大，这样不仅使传动机构的外廓尺寸大，而且小齿轮也较易损坏。因此常用二级传动（图12-1b）。对于一级圆柱齿轮减速器的传动比，最大不超过8~10，传动比超过此值时，应考虑采用二级或多级传动的减速器。

2. 传递相距较远的两轴之间的运动和动力

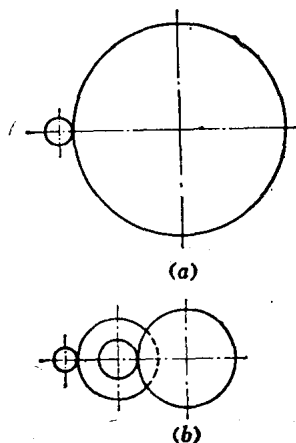


图12-1 一级和二级减速

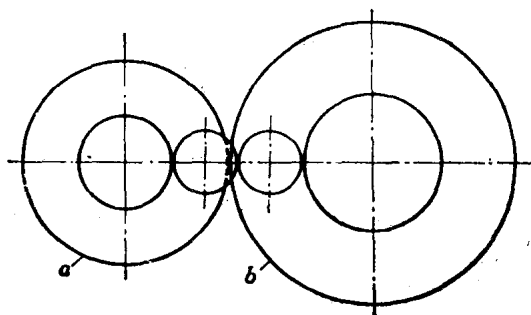


图12-2 用轮系传递相距较远的两轴间的运动

当两轴相距较远时,如果仅用一对齿轮传动,如图12-2中轮 a 和 b ,齿轮的尺寸就很大。如在两轮的中间加上两个中间轮成为由四个齿轮组成的轮系,则齿轮的尺寸可以大大减小。由于中间轮有两个,能保持原来规定的主、从动两轴的转动方向。如果中间轮改为一个,转动方向就与原来的相反。利用这个原理,可根据工作需要,改变从动轴的转向,如汽车的倒车和机床丝杠的反向传动等。

3. 实现分路传动

利用轮系可以使一个主动轴带动若干个从动轴同时旋转,由各从动轴分别带动工作机构工作。

4. 实现变速传动

在主动轴转速不变的条件下,利用轮系可使从动轴得到若干种工作转速,以适应不同的需要,如汽车和机床等的变速传动。

二、定轴轮系的传动比

主动轴转速 n_1 与从动轴转速 n_2 之比,称为传动比 $i=n_1/n_2$ 。对于圆柱齿轮减速器,当总传动比 i 超过8~10时,就应考虑二级或多级传动比。令 i_1 为第1级齿轮传动的传动比, i_2 为第2级齿轮传动的传动比, i_k 为第 k 级齿轮传动的传动比,则装齿轮1的轴与装齿轮 k 的轴之间的总传动比 i_{1k} ,应等于各级传动比之乘积。

$$i_{1k} = i_1 i_2 \cdots i_k \quad (12-1)$$

如令 n_1 、 n_k 和 ω_1 、 ω_k 分别为齿轮1和齿轮 k 的转速和角速度,则有

$$i_{1k} = \frac{n_1}{n_k} = \frac{\omega_1}{\omega_k} = (-1)^m \times \frac{\text{在1、k间各从动轮齿数的连乘积}}{\text{在1、k间各主动轮齿数的连乘积}} \quad (12-2)$$

式中 m 为该轮系中外啮合齿轮的对数。

在设计二级和多级减速器时,合理地分配各级传动比是很重要的,因为它将影响减速器的轮廓尺寸、重量和润滑条件。传动比分配的基本原则:(1)使各级传动的承载能力接近相等;(2)使减速器获得最小的外形尺寸和重量;(3)使各级传动中的大齿轮浸油深度大致相等,得到最简便的润滑。某种特殊要求的减速器,要求传动具有最小的转动惯量,以提高某些设备随动系统的相应速度,如雷达跟踪系统中的减速器。下面推荐一些减速器的传动比分配的经验方法,以供参考。

二级卧式圆柱齿轮减速器,按照高速级和低速级的大齿轮浸入油中深度大致相同的原則,荐用:

$$i_1 \approx (1.3 \sim 1.4) i_2 \quad (12-3)$$

式中 i_1 和 i_2 分别为高速级和低速级的传动比。

对于中心距相等的同轴式减速器,考虑发挥高速级的承载能力,并照顾到二级齿轮的润滑条件,荐用:

$$i_1 = \sqrt{i} = (0.01 \sim 0.05) i \quad (12-4)$$

式中 i 为减速器的总传动比。

三级圆柱齿轮减速器的传动比分配,同样可以采用二级减速器的分配原则。

在圆锥-圆柱齿轮减速器中,圆锥齿轮的传动比应小于3,大致可取为 $0.25i$,这里 i 为总传动比,这是因为圆锥齿轮的运转条件较圆柱齿轮差。但在少数情况下,为保证

两级大齿轮均可浸入油中, 也允许将圆锥齿轮的传动比增加到3.5~4。

当分配两级蜗杆减速器的传动比时, 一般要保证低速级的中心距为高速级的中心距的两倍, 通常取 $i_1 = i_2 = \sqrt{i}$ 。

当分配蜗杆-圆柱齿轮减速器的传动比时, 取圆柱齿轮传动比为 $(0.03 \sim 0.06)i$ 。

应指出, 各级传动比的分配虽然是设计减速器的重要参数, 但还应综合考虑减速器的其它参数如齿宽系数和齿轮材料等, 方能得到较好的减速器设计方案。

三、定轴轮系齿轮齿数的确定

当各级齿轮传动的传动比确定后, 就可以将各级传动比化为分数。分子和分母的数值, 按式(12-1)分别为从动轮和主动轮的齿数。为了使轮齿磨损均匀, 应避免从动轮齿数为主动轮齿数的倍数。有时需要将齿数作适当调整, 各级传动的传动比也相应地有少许变化。如为多级传动, 总传动比可以做到基本保持不变。

有时轮系中的传动比是不能化为分数的小数, 或虽能化为分数, 但分子或分母中有很大数值的素数, 为齿轮齿数所不能容许者, 遇到这种问题时, 只能用近似法来求轮系的齿数。下面介绍定轴轮系齿数的近似求法。

首先讲一些共轭分数的概念。共轭分数是指数值小于1的真分数而言。设有两分数 a/b 和 c/d , 如

$$ad - bc = 1$$

则 a/b 和 c/d 两分数, 互为共轭分数。

共轭分数有下面诸性质: (1) 在共轭分数 a/b 和 c/d 之间, 找不到分母更比 b 或 d 小的其它分数; (2) 如 m 为任何正整数, 则 $(am+c)/(bm+d)$, 其值恒在 a/b 与 c/d 之间; (3) 如 y 和 z 都是任何正整数, 则分数 $(ay+cz)/(by+dz)$, 其值恒在 a/b 与 c/d 之间。

如将这分数的分子分母都以 z 除之, 并令 $x=y/z$, 则 x 为一以其分数表示的任何正数, 并令

$$G = \frac{ax+c}{bx+d} \quad (12-5)$$

则 G 的数值也一定在 a/b 与 c/d 之间。

现在假设轮系中主动轴与从动轴之间的传动比为 i , 并令 $i=G$, 且任意选择的分数 a/b 比 i 稍大, c/d 比 i 稍小。由此可以求得其差值:

$$e_1 = \frac{a}{b} - i \quad (a)$$

$$e_2 = i - \frac{c}{d} \quad (b)$$

由式(a)和(b)可以求得比值:

$$\frac{e_2 d}{e_1 b} = \frac{id - c}{a - ib} \quad (c)$$

如由式 (12-5) 解 x , 也可以得到式 (c) 右边的表达式。所以有:

$$x = \frac{e_2 d}{e_1 b} \quad (12-6)$$

再将所求得的 x 代入式 (12-5), 此处 x 须圆整为真分数。所求得的 i 表达式, 要化为以齿数表达的分子分母。但一般情况下所求得的 x 值很难满足这要求。假设真分数 x' 能满足这要求, 则所求得的 i' 为:

$$i' = \frac{ax' + c}{bx' + d} \quad (12-7)$$

这 i' 值一定比 a/b 和 c/d 更接近于 i 。

例12-1 设从动轴每转一转, 主动轴转 π 转, 求轮系齿数, 并要求最大齿数不超过 100。

解:

$$i = \frac{1}{\pi} = \frac{1}{3.14159265} = 0.3183099$$

$$\text{令 } a/b = \frac{29}{91} = 0.3186813 \quad (\text{可由计算器上看出})$$

$$c/d = \frac{7}{22} = 0.3181818 \quad (\text{可由计算器上看出})$$

$$\text{则 } e_1 = 0.0003714$$

$$e_2 = 0.0001281$$

代入式 (12-6) 得:

$$x = \frac{22 \times 0.0001281}{91 \times 0.0003714} = 0.083385 \approx \frac{1}{12}$$

但是, 如将 $x' = 1/12$ 代入式 (12-7) 求得的 $i' = 103/255$, 此处 103 是素数, 且大于 100, 故不合适。再令 $x' = 1/13$, 代入得

$$i' = \frac{29 \times \frac{1}{13} + 7}{91 \times \frac{1}{13} + 22} = \frac{29 + 91}{91 + 286} = \frac{120}{377} = \frac{10 \times 12}{13 \times 29} = 0.3183024$$

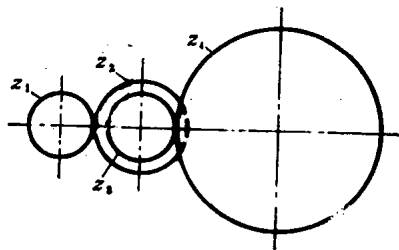


图12-3 例12-1中所设计的齿轮系

即齿轮齿数的分配为 10、13、12、29。因为齿数 10 太少, 故乘以 2 为 20、26、24、58 (图 12-3)。 i' 的误差为 0.0000075。

更精确的解答, 可令 $x' = 6/71$, 代入式 (12-7) 得:

$$i' = \frac{29 \times \frac{6}{71} + 7}{91 \times \frac{6}{71} + 22} = \frac{174 + 497}{546 + 1562} = \frac{671}{2108} =$$

$$\frac{11 \times 61}{31 \times 68} = 0.3183112$$

这里的误差仅是0.0000013。

上述方法中 x' 值要求很严格，特别是当要求 i' 很接近 i 时更难应用。故下面再介绍工程上便于应用的另一种方法。

这种方法是将公式中的分母，永远保持两数相乘的形式。为此，在式(12-5)中，令 $d=b$ ，此时式(12-5)写成：

$$G = i = \frac{ax+c}{b(x+1)}$$

令 $x=h-1$ ， $m=a-c$ ，代入上式消去 x 和 c 得

$$i = \frac{ah-m}{bh} \quad (12-8)$$

由式(12-8)解得 h 为：

$$h = \frac{m}{a-bi} \quad (12-9)$$

选择近于 h 的整数 h' 代入式(12-8)，得近似值 i'

$$i' = \frac{ah'-m}{bh'} \quad (12-10)$$

由于 a 和 b 的选择，使 bi 接近于 a ，所以式(12-9)的分母为很小的数目，这样，式(12-9)求得的 h 为大的数值。因此，即使所选择的 h' 与 h 有一差值，但所求得的 i' 还是与 i 相近。

例12-2 设从动轴每转一转，主动轴转2.54转，求轮系齿数。

解：令 $i=1/2.54=0.3937008$ ，

用试求法，选择 $a/b=24/61=0.3934426$

取 $m=1$ ，则由式(12-9)得：

$$h = \frac{1}{24-(61 \times 0.3937008)} = \frac{1}{24-24.015749} = -63.496$$

令 $h'=-63$ ，代入式(12-10)。

$$i' = \frac{-(24 \times 63) - 1}{-61 \times 63} = \frac{1513}{3843} = \frac{17 \times 89}{61 \times 63} = 0.3937028$$

这值的误差为0.0000020，如这值允许，则这轮系的齿数为：17、61、89、63。

如令 $h'=-64$ ，则误差值如上差不多，轮系的齿数为：29、53、61、64。

第二节 周转轮系

如果轮系中至少有一个齿轮的轴线绕其它定轴齿轮的轴线回转，则这种轮系称为周转轮系。在周转轮系中，如果有一个中心轮是固定的，则这种周转轮系称为行星轮系。如果周转轮系中的两个中心轮都能转动，则这个周转轮系称为差动轮系。图12-4a所示的周转轮系有2个自由度，即必须要由外界输入两个给定的独立运动，该周转轮系所有其余构件的运动才完全确定，这是差动轮系。在图12-4b中将轮3固定不动，使轮系只有1个自由度，也就是说，只要由外界输入一个给定的独立运动，该轮系所有其余构件的运动便完全确定了，这是行星轮系。如在图12-4a中，将系杆 H 固定，这轮系就成为定轴轮系。

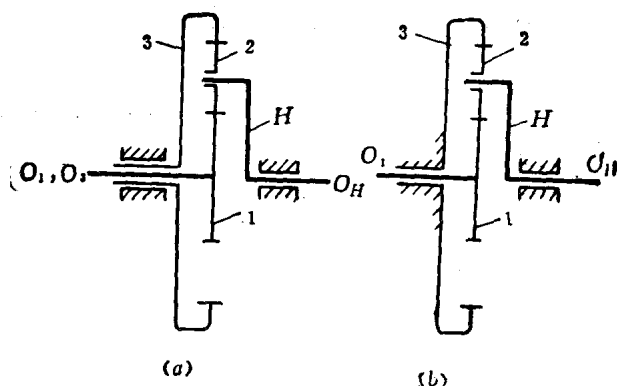


图12-4 周转轮系

图12-4所示的周转轮系中，外齿轮1和内齿轮3都是绕着固定的轴线 OO 回转的，这种齿轮称为中心轮或太阳轮。齿轮2的轴承装在系杆 H 上，而系杆 H 则绕固定轴线 OO 回转。所以齿轮2一方面绕着自己的轴线回转，另一方面又随着系杆 H 一起绕着固定轴线 OO 回转，就象天上的行星的运动一样，兼有自转和公转，故齿轮2称为行星齿轮。

一、周转轮系的传动比

1 转化机构法

根据相对运动原理，当给周转轮系各构件加上一个公共的转动后，它们之间的相对运动不变。另一方面，如将周转轮系的系杆 H 固定不转时，周转轮系便变成定轴轮系。据此，在图12-4a所示的周转轮系中，设齿轮1、2、3和系杆 H 的绝对角速度为 ω_1 、 ω_2 、 ω_3 和 ω_H ，其方向均相同。现在给该轮系加上一个角速度为 $(-\omega_H)$ 的附加转动，这时各构件的角速度如下表：

构件	原来的角速度	加上 $(-\omega_H)$ 转动后，各构件的角速度
1	ω_1	$\omega_1^H = \omega_1 - \omega_H$
2	ω_2	$\omega_2^H = \omega_2 - \omega_H$
3	ω_3	$\omega_3^H = \omega_3 - \omega_H$
H	ω_H	$\omega_H^H = \omega_H - \omega_H = 0$

由表知，此时系杆 H 不动，而原来的周转轮系变成定轴轮系了。经加上附加转动后所得的机构，称为原来周转轮系的转化机构，或称转化轮系。在转化轮系中任意两轮的传动比，都可用定轴轮系的方法求得。例如周转轮系中任意两轮 G 和 K 以及系杆 H 的角速度间的关系为：

$$i_{GK}^H = \frac{\omega_G^H}{\omega_K^H} = \frac{\omega_G - \omega_H}{\omega_K - \omega_H}$$

$$= (-1)^m \frac{\text{转化机构各级从动轮齿数连乘积}}{\text{转化机构各级主动轮齿数连乘积}} \quad (12-11)$$

式中 m ——外啮合齿轮的级数

例12-3 图12-5所示的行星轮系，求主动件 H 对从动件1的传动比 i_{H1} 。

解：由式(12-11)得：

$$i_{1H}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{0 - \omega_H} = 1 - i_{1H} = (-1)^2 \frac{z_3 z_2}{z_2' z_1} \quad (12-12)$$

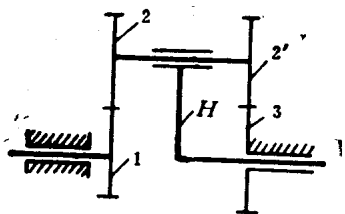


图12-5 行星轮系求传动比

$$i_{1H} = 1 - i_{11'}^H \quad (12-13)$$

$$i_{H1} = 1/i_{1H} \quad (12-14)$$

情况1: 当 $z_1=48$, $z_2=16$, $z_2'=20$, $z_3=44$, 则由式 (12-13) 有

$$i_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - \frac{z_3 z_2}{z_2' z_1} = 1 - \frac{44 \times 16}{20 \times 48} = +\frac{4}{15}$$

即当系杆转动一转, 轮1的轴以相同方向转

4/15转。

由式 (12-14) 得主动杆H对从动件1的传动比为

$$i_{H1} = \frac{15}{4} = 3 \frac{3}{4}$$

情况2: 当 $z_1=44$, $z_2=20$, $z_2'=16$, $z_3=48$, 则有

$$i_{1H} = 1 - \frac{48 \times 20}{16 \times 44} = -\frac{4}{11}$$

即主动杆H与从动件1的转动方向相反。

$$i_{H1} = -\frac{11}{4} = -2 \frac{3}{4}$$

情况3: 当, $z_1=100$, $z_2=101$, $z_2'=100$, $z_3=99$, 则有

$$i_{1H} = 1 - \frac{99 \times 101}{100 \times 100} = 1 - \frac{9999}{10000} = \frac{1}{10000}$$

$$i_{H1} = 10000$$

即主动杆H与从动件1的传动比非常大, 这样就成为大传动比的行星轮系减速器。这种减速器不能作为增速器, 因为轮1为主动件时将发生自锁。

用式 (12-11) 计算周转轮系时, 应注意: ω_o 、 ω_K 及 ω_H 必须是在平行平面内的角速度, 并带有本身的正负号。

2. 代数式解法

这种解法的步骤如下:

(a) 固定系杆, 给内中一个齿轮 (+1) 转, 再用定轴轮系的算法计算轮系其余齿轮的转数及其方向;

(b) 将这些齿轮的转数分别乘上 x ;

(c) 再将已乘上 x 的齿轮转数, 分别各加上 y 。

这样, 每个齿轮和系杆的转数, 都是 x 和 y 的代数式。如内中有两个齿轮的转速和方向, 或系杆和一个齿轮的转速和方向已知, 这样, 就有两个包含 x 、 y 的方程式, 故可解得 x 和 y 。 x 和 y 既已解得, 任何其余齿轮的转速都能确定, 方向可用观察法来定。

例12-4 例12-3中的大传动比行星轮系减速器, 各齿轮的齿数为: $z_1=100$, $z_2=101$, $z_2'=100$, $z_3=99$, 其计算见下表。

根据图12-5, 轮3固定, 由表有:

$$\frac{10000}{9999}x + y = 0 \quad (a)$$

和 $x + y = 1 \quad (b)$

解: 联立方程 (a) 和 (b) 得:

$$x = -9999, y = 10000.$$

即主动件H与从动件1的传动比为:

$$i_{H1} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = \frac{y}{(x+y)} = \frac{10000}{1} = 10000$$

条 件	系杆 H	1-100	2-101	2'-100	3-99
固定系杆, 给1 轮 (+1) 转	0	1	$-\frac{100}{101}$	$-\frac{100}{101}$	$\frac{100}{101} \times \frac{100}{99}$
乘上x	0	x	$-\frac{100}{101}x$	$-\frac{100}{101}x$	$\frac{10000}{9999}x$
加y	y	x+y	$-\frac{100}{101}x+y$	$-\frac{100}{101}x+y$	$\frac{10000}{9999}x+y$

二、周转轮系的动力计算

1. 简单计算法

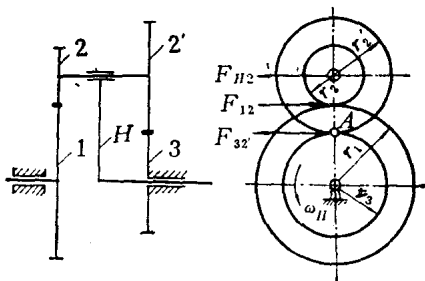


图12-6 周转轮系的动力计算图

当 $\Sigma F = 0$,

$$F_{H2} - F_{12} + F_{32'} = 0 \quad (12-15)$$

当 $\Sigma T_A = 0$

$$F_{H2}r_2' - F_{12}(r_2' - r_2) = 0 \quad (12-16)$$

解式 (12-15) 和式 (12-16) 得:

$$F_{12} = \frac{r_2'}{r_2' - r_2} F_{H2} \quad (12-17)$$

$$F_{32'} = \frac{r_2}{r_2' - r_2} F_{H2} \quad (12-18)$$

当系杆H为主动, 功率已知, 即 F_{H2} 可以求得, 则齿载荷 F_{12} , $F_{32'}$ 可以求得。

例12-5 $z_1 = 48$, $z_2 = 16$, $z_2' = 20$, $z_3 = 44$, 齿轮的模数都是 $m = 1/4$ mm, H 为主动件, 输入功率为 2 kW, 转速为 1200 r/min, 求其它参数。

解: 齿轮直径 $d = mz$ 得 $d_1 = 12$ mm, $d_2 = 4$ mm, $d_2' = 5$ mm, $d_3 = 11$ mm。

系杆H的线速度

$$v = \pi (d_1 + d_2) n = \frac{\pi (12 + 4)}{1000} \times \frac{1200}{60} \approx 1 \text{ m/s}$$

故

$$F_{H2} = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \times 2}{1} = 2000 \text{ N}$$

代入式 (12-17) 和式 (12-18) 得:

$$F_{12} = \frac{r_2'}{(r_2' - r_2)} F_{H2} = \frac{5}{(5 - 4)} \times 2000 = 10000 \text{ N}$$

$$F_{32}' = \frac{r_2}{(r_2' - r_2)} F_{H2} = \frac{4}{(5 - 4)} \times 2000 = 8000 \text{ N}$$

主动轴H的转矩为:

$$T_H = F_{H2} (r_1 + r_2) = 2000 \times \frac{8}{1000} = 16 \text{ N} \cdot \text{m}$$

轴1的转矩为:

$$T_1 = F_{12} r_1 = 10000 \times \frac{6}{1000} = 60 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2. 动载计算法

当周转轮系速度改变时, 就会有动载荷产生。图12-7示差动周转轮系, T_3 为输入转矩, T_1 为输出的工作转矩, 或称阻力矩, T_H 为系杆H的制动力矩。在本题中, 已知, T_H , 作为附加条件。

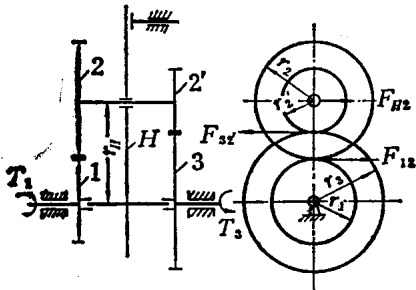


图12-7 差动周转轮系的动载计算图

之和, 这里 m_2 为行星轮的质量, $r_H = r_1 + r_2$ 。

解法与上相同。先取行星轮为自由体, 作出力 F_{12} 、 F_{32}' 、 F_{H2} (图12-7)。一般情况下, 行星轮的转速常改变, 故除上述力外, 还作用有与角加速度 ε_2 相反方向的惯性矩 T_{H2} 为:

$$T_{H2} = -I_2 \varepsilon_2 = -I_2 \dot{\omega}_2$$

平衡方程式为:

$$F_{12} + F_{32}' + F_{H2} = 0 \quad (12-19)$$

$$F_{32}' (r_3 - r_1) + F_{H2} r_2 - I_2 \dot{\omega}_2 = 0 \quad (12-20)$$

今假设 T_1 、 T_3 和 T_H 的规律为已知, 并取轮1为自由体, 有:

$$T_1 + F_{21} r_1 - I_1 \dot{\omega}_1 = 0$$

这里 $F_{21} = -F_{12}$, 由此得:

$$F_{12} = \frac{T_1 - I_1 \dot{\omega}_1}{r_1} \quad (12-21)$$

同样, 取轮3为自由体, 有:

$$T_3 + F_{2'3} r_3 - I_3 \dot{\omega}_3 = 0$$