

78.122

QJS

2

78.122

QJS

2

高等学校试用教材

机械设计

下 册

轻纺类《机械设计》联合编写组编

人民教育出版社

64

下 册

借书日期表

[illegible]

全书共十九章,分上、下两册出版。下册包括蜗杆蜗轮传动、轮系、其他常用机构、组合机构、轴及其联接、轴承、润滑与密封、减速器和变速器、弹簧、机械的平衡、机组运转的调速等十一章。

本书可作为高等学校工科轻纺机械类专业和部分轻纺工艺专业的试用教材,也可作为轻纺工业部门职工大学相应专业的试用教材,同时也可供有关工程技术人员参考。

高等学校试用教材

机 械 设 计

下 册

华南工学院等九院校 合编

人民教育出版社出版

新华书店北京发行所发行

孝感地区印刷厂印装

开本 787×1092 1/16 印张 19.5 字数 440,000

1979年11月第1版 1981年5月湖北第2次印刷

印数 9,501—18,500

书号: 15012·0251 定价: 1.65元

下册目录

第九章 蜗杆蜗轮传动1	介绍.....134
§ 9-1 概述.....1	§ 14-6 含油轴承和尼龙轴承.....138
§ 9-2 蜗杆蜗轮传动的几何关系.....4	§ 14-7 液体摩擦静压轴承简介.....141
§ 9-3 蜗杆蜗轮传动的啮合效率.....9	§ 14-8 滚动轴承的特点及结构.....144
§ 9-4 蜗杆蜗轮传动的失效形式、材料选择和结构.....15	§ 14-9 滚动轴承的选择.....150
§ 9-5 蜗杆蜗轮传动的强度计算.....18	§ 14-10 滚动轴承组合的结构设计.....166
§ 9-6 蜗杆蜗轮传动精度的确定.....22	§ 14-11 高速滚动轴承简介.....175
§ 9-7 圆弧齿圆柱蜗杆蜗轮传动和圆弧面蜗杆蜗轮传动简介.....25	§ 14-12 滚动轴承和滑动轴承的比较.....176
第十章 轮系27	第十五章 润滑与密封179
§ 10-1 概述.....27	§ 15-1 概述.....179
§ 10-2 定轴轮系.....27	§ 15-2 润滑剂的种类、性能及选用原则.....179
§ 10-3 周转轮系.....31	§ 15-3 润滑方法和润滑装置.....187
§ 10-4 混合轮系传动比的计算.....37	§ 15-4 典型零、部件的润滑.....192
第十一章 其他常用机构40	§ 15-5 密封装置.....200
§ 11-1 概述.....40	第十六章 减速器、变速器208
§ 11-2 槽轮机构.....41	§ 16-1 概述.....208
§ 11-3 不完整圆柱齿轮机构.....47	§ 16-2 齿轮和蜗轮减速器.....208
第十二章 组合机构62	§ 16-3 行星减速器.....217
§ 12-1 概述.....62	§ 16-4 无级变速器.....239
§ 12-2 凸轮-凸轮组合机构.....62	第十七章 弹簧252
§ 12-3 齿轮-凸轮组合机构.....64	§ 17-1 概述.....252
§ 12-4 凸轮-连杆组合机构.....66	§ 17-2 弹簧的材料及制造.....253
§ 12-5 齿轮-连杆组合机构.....68	§ 17-3 圆柱螺旋压缩、拉伸、扭转弹簧的设计计算.....258
第十三章 轴及其联接75	第十八章 机械的平衡274
§ 13-1 概述.....75	§ 18-1 概述.....274
§ 13-2 轴的材料.....77	§ 18-2 回转件(转子)的平衡.....274
§ 13-3 轴的结构设计.....77	§ 18-3 回转件许用不平衡量的确定.....285
§ 13-4 轴的强度计算.....86	§ 18-4 平面机构的平衡.....289
§ 13-5 轴的刚度计算.....89	第十九章 机组运转的调速295
§ 13-6 花键联接、过盈联接和无键联接.....99	§ 19-1 概述.....295
§ 13-7 联轴器、离合器.....103	§ 19-2 机器运转的三个时期.....295
第十四章 轴承118	§ 19-3 等功力和等功力矩.....297
§ 14-1 概述.....118	§ 19-4 等能质量和等能转动惯量.....299
§ 14-2 滑动轴承的摩擦状态及滑动轴承的分类.....118	§ 19-5 机器运转的不均匀性及调节.....301
§ 14-3 向心滑动轴承的结构及材料.....120	§ 19-6 机器运转的平均速度和不均匀系数.....302
§ 14-4 非液体摩擦滑动轴承的设计计算.....128	§ 19-7 飞轮的设计原理.....303
§ 14-5 液体动力润滑的基本原理及动压轴承	§ 19-8 按最大盈亏功决定飞轮转动惯量.....305

第九章 蜗杆蜗轮传动

§ 9-1 概 述

蜗杆蜗轮传动是螺旋齿轮传动的一种特例。它是由蜗杆和蜗轮组成的,如图 9-1 所示。蜗杆蜗轮传动适用于两轴空间交错、传动比很大而又要求结构紧凑的场合。目前蜗杆蜗轮传动的应用非常广泛。

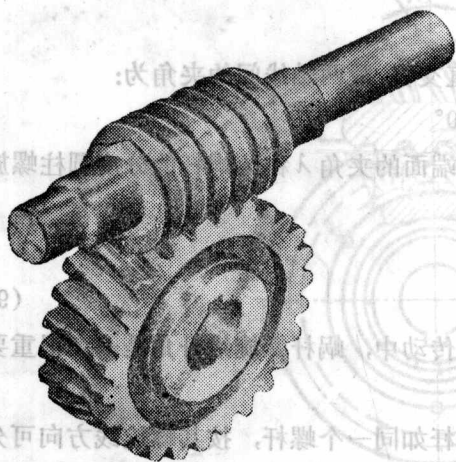


图 9-1

一、蜗杆蜗轮传动的啮合原理

(一) 蜗杆蜗轮的形成

为了在互相垂直但又不相交的两轴间传递运动和动力,可以用螺旋齿轮,但这样的螺旋齿轮传动有两个明显的缺点,一是传动比小,二是啮合齿面呈点接触,这对齿面的抗磨损及抗点蚀等都很不利。为了克服这两个缺点,可将一对螺旋齿轮传动作如下的变化。

图 9-2 表示一对轴线垂直交错、传动比要求很大的螺旋齿轮传动。为了增大传动比,可缩小分度圆直径 d_1 。由于螺旋角 β_1 变大,轮齿将在分度圆柱上绕成完整的螺旋齿而象一根螺杆。图中的螺旋线 a_1a_1 就绕小齿轮的分度圆柱好几圈。大齿轮的 d_2 较大,而螺旋角 β_2 很小,因此在分度圆柱面上的螺旋线仅有 a_2a_2 短短的一段。这个齿数很少、螺旋角 β_1 很大、齿轮宽度很大的特殊斜齿轮叫做蜗杆(图 9-3a)。这时,一对螺旋齿轮传动就演变成蜗杆和斜齿轮传动。

一个蜗杆与斜齿轮啮合,传动比虽增大了,但点接触的情况仍未改善。为了改善轮齿的接触状况,将斜齿轮的齿沿齿轮宽度方向做成内凹的圆弧形,使其轮齿部分地包围着蜗杆,齿廓间成为线接触。这种轮齿是内凹弧形的、分度圆直径 d_2 较大、螺旋角 β_2 较小的特殊斜齿轮叫做蜗轮(图 9-3b)。

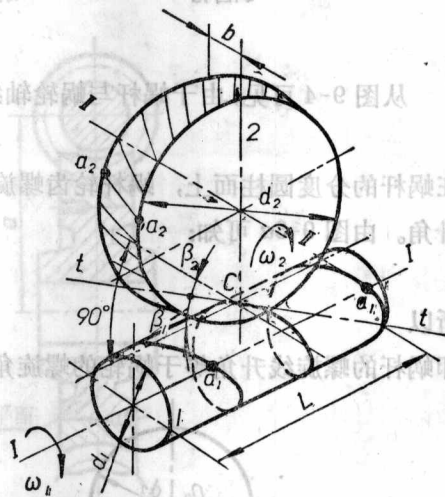


图 9-2

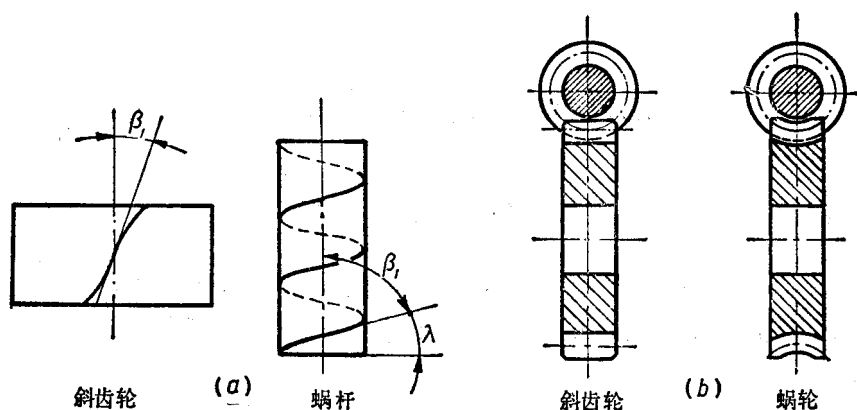


图 9-3

从图 9-4 可见, 由于蜗杆与蜗轮轴线通常互相垂直交错, 故两轴线间的夹角为:

$$\Sigma = \beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$$

在蜗杆的分度圆柱面上, 蜗杆轮齿螺旋线的切线与其端面的夹角 λ 称为蜗杆的分度圆柱螺旋线升角。由图 9-3a 可知:

$$\beta_1 + \lambda = 90^\circ$$

所以

$$\lambda = \beta_2 \quad (9-1)$$

即蜗杆的螺旋线升角等于蜗轮的螺旋角。在蜗杆蜗轮传动中, 蜗杆螺旋线升角是一个很重要的参数。

蜗杆如同一个螺杆, 按其螺旋线方向可分为右旋蜗杆和左旋蜗杆; 按其螺旋线的头数可分为单头蜗杆和多头蜗杆, 如图 9-5 所示。单头蜗杆就是一个齿绕在蜗杆圆柱面上; 多头蜗杆则有多

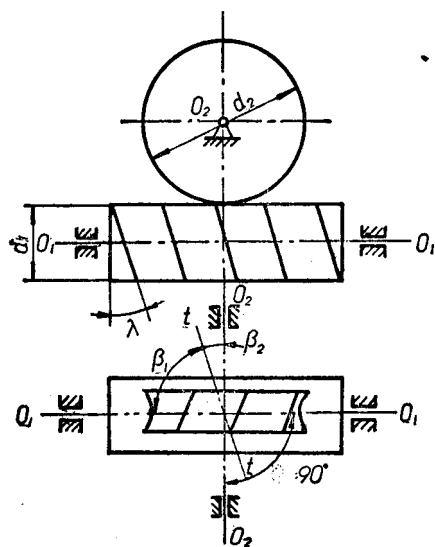


图 9-4

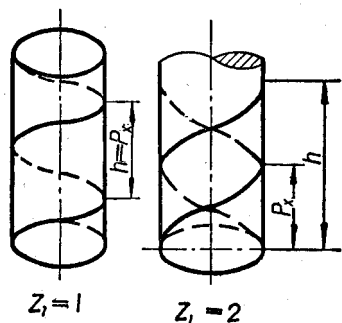


图 9-5

个齿错开相等的角度绕在蜗杆圆柱面上。因此蜗杆的头数 z_1 就是齿数。生产中应用最广泛的是 $z_1 = 1 \sim 4$ 。通常用右旋蜗杆。

(二) 蜗杆的类型

按外形的不同, 蜗杆分为圆柱蜗杆、圆弧面蜗杆和锥蜗杆等。在轻纺机械中最常用的是圆柱

蜗杆。而圆柱蜗杆又可按其轮齿螺旋面形状的不同分为渐开线蜗杆、延伸渐开线蜗杆(法面直廓蜗杆)和阿基米德蜗杆(轴面直廓蜗杆)三种。上面所说的作为螺旋齿轮特例的蜗杆就是渐开线蜗杆,但它制造比较困难,目前在实际生产中最常用的是阿基米德蜗杆。因为这种蜗杆容易制造,它可以在车床上将车刀刀刃安装在通过蜗杆轴线的平面内,象车梯形螺纹一样车削而成。这时车刀的两侧刀刃都是直线形,刀尖角 $2\alpha=40^\circ$ 。

在蜗杆蜗轮传动中,通过蜗杆轴线并垂直于蜗轮轴线的剖面叫做蜗杆蜗轮传动的中心平面(即主平面)(见图 9-6)。对阿基米德蜗杆蜗轮传动来说,在中心平面上,蜗杆相当于一个梯形齿条,而蜗轮相当于用这个齿条范成加工出来的渐开线齿轮。这一特点只有在中心平面才有,在与中心平面平行的任何其他剖面上都没有这个特点。

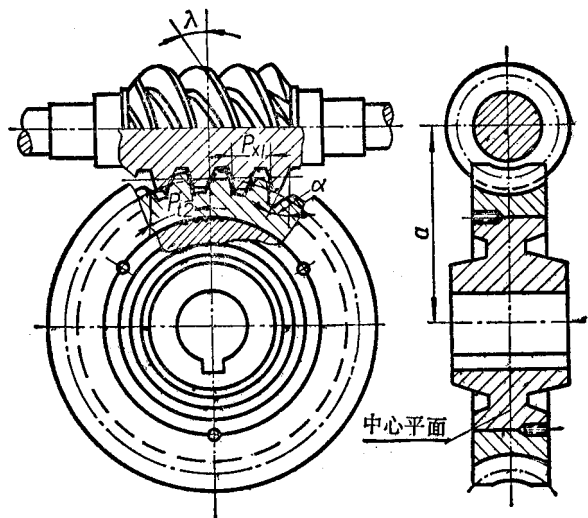


图 9-6

由于阿基米德蜗杆蜗轮传动除中心平面外,在其他与之平行的剖面上都是非渐开线啮合,因此蜗杆蜗轮传动不具有可分离性。如果中心距有误差,对啮合影响很大。所以与渐开线齿轮传动相比,蜗杆蜗轮传动的加工和安装精度要求较高。

还需指出,在中心平面内,渐开线蜗杆和延伸渐开线蜗杆的齿形是曲线而不是直线,因此这两种蜗杆和蜗轮的啮合相当于一曲线齿廓的齿条与曲线齿廓(非渐开线)的齿轮相啮合。

二、蜗杆蜗轮传动的特点

1. 在蜗杆蜗轮传动中,因为蜗杆头数一般较少,所以蜗杆蜗轮传动能实现很大的传动比。在动力传动中,一般 $i=7\sim 80$;在分度机构或手动机构的传动中,传动比可达 300;若只传递运动,最大可达 1000。由于传动比很大,零件数又少,因此结构较紧凑。

2. 蜗杆蜗轮传动由于其轮齿是逐渐进入啮合和逐渐退出啮合的,且同时啮合的齿数又较多,故冲击载荷小,传动平稳,噪音小。

3. 当蜗杆的螺旋线升角 $\lambda \leq \rho'$ (ρ' 为当量摩擦角),以蜗轮为主动件的传动将具有自锁性。在起重机械中常采用具有自锁性的蜗杆蜗轮传动。

蜗杆蜗轮传动的缺点主要是:

1. 由于蜗杆蜗轮是两交错轴间的传动, 故与螺旋齿轮传动一样, 在啮合处有相对滑动。滑动速度 v_h 太大, 如工作条件不够良好, 会产生大的摩擦磨损, 引起过分发热, 使润滑情况恶化, 甚至产生胶合现象, 故通常要限制 $v_h \leq 15$ 米/秒。

2. 效率较低。当蜗杆为主动时, 其效率 η 大致为 $0.7 \sim 0.8$ 。反向自锁时 $\eta \leq 0.5$ 。由于蜗杆蜗轮传动效率低, 发热大, 故不适用于功率大(一般不超过 70 千瓦)又需要长期连续工作的地方。使用时, 要有良好的润滑及散热条件。为了减少因摩擦引起的功率损耗, 常需用贵重的有色金属(如青铜)作蜗轮轮缘。另外, 蜗杆蜗轮的制造也比齿轮麻烦。在设计传动系统时应根据使用要求, 比较蜗杆蜗轮传动和其他传动的优缺点, 正确合理地选择传动型式。

§ 9-2 蜗杆蜗轮传动的几何关系

一、正确啮合条件

前面说过, 蜗杆蜗轮传动在它们的中心平面内相当于齿条与齿轮的啮合(见图 9-6)。当蜗杆转一转时, 在中心平面内相当于齿条沿轴向移动一个(单头)或几个(多头)齿距(即轴面周节 p_{x1}), 蜗轮则相应地转过一个或几个齿距(即端面周节 p_{t2})。因此

$$p_{x1} = p_{t2}$$

$$\pi m_{x1} = \pi m_{t2}$$

所以蜗杆蜗轮传动的正确啮合条件为

$$m_{x1} = m_{t2} = m$$

$$\alpha_{x1} = \alpha_{t2} = \alpha$$

模数 m 、压力角 α 的意义与齿轮传动相同。由于蜗杆蜗轮的齿面为螺旋面, 所以它们与斜齿轮一样, 也有法面模数和端面模数之分。斜齿轮以法面模数为标准模数, 而阿基米德蜗杆蜗轮传动以蜗轮端面模数为标准值。这是因为蜗轮通常是用类似蜗杆的滚刀来切齿的, 把蜗杆的轴面模数(即蜗轮的端面模数)规定为标准值, 就可以方便地利用车床上的模数螺距挂轮车出不同模数和螺旋线升角的蜗杆。同理, 压力角 α 也作了与模数相应的规定。所以, 一般说蜗轮的模数就是指蜗轮的端面模数 m_{t2} (或蜗杆的轴面模数 m_{x1}), 蜗轮的压力角 α 就是指蜗轮的端面压力角 α_{t2} (或蜗杆的轴面压力角 α_{x1})。以后为了方便起见, 直接用 m 表示标准模数, 用 α 表示标准压力角。

从式(9-1)已知, 对于通常是垂直交错的蜗杆蜗轮传动, 它们的

$$\lambda = \beta_2$$

这样蜗杆与蜗轮传动的正确啮合条件除了与齿轮传动一样, 模数、压力角须分别相等外, 还必须使蜗杆的螺旋线升角 λ 与蜗轮的螺旋角 β_2 旋向相同, 大小相等。

二、主要参数的选择

(一) 模数 m 与压力角 α

上面已经说过, 蜗杆蜗轮传动通常是取蜗轮端面(即蜗杆轴面)上的模数 m 和压力角 α 为标

准值。

轻纺机械中常用的蜗杆蜗轮传动的模数,一般可以根据类比法来确定,即根据工作条件、传递功率和使用的转速相近的同类型机械上的蜗杆蜗轮传动参照确定,或根据经验来确定模数。轻纺机械中常用的模数 $m=2、3、4$ 左右。 $m=1、0.5$ 等小的模数一般用于仪表中。

对于阿基米德蜗杆,轴面压力角 $\alpha=20^\circ$ 。

齿顶高系数 h_a^* 、径向间隙系数 C^* 也有标准值:

$$h_a^*=1, \quad C^*=0.2$$

(二) 螺旋线升角 λ 及蜗杆特性系数 q

把蜗杆分度圆柱上的螺旋线展开成图 9-7 所示的斜直线。从图中可知

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \lambda &= \frac{\text{导程}}{\text{圆周长}} = \frac{z_1 p_x}{\pi d_1} \\ &= \frac{z_1 \pi m}{\pi d_1} = \frac{z_1 m}{d_1} \end{aligned}$$

所以

$$d_1 = \frac{m z_1}{\operatorname{tg} \lambda} \tag{9-2a}$$

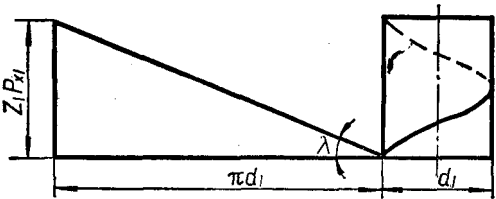


图 9-7

上式表明,当模数 m 一定时,由于蜗杆的 z_1 和 λ 不同,就有不同的 d_1 。而蜗轮一般是用尺寸和形状与蜗杆相同的蜗轮滚刀(为了保证径向间隙,仅外径大于蜗杆外径)滚铣的。这样加工同一模数的滚刀就要很多。显然这给刀具制造带来很大不便。为了限制刀具数目,便于标准化,除了规定标准模数外,还要规定各模数时蜗杆分度圆直径,即规定了决定分度圆直径与模数之比的 q 值,令 $q = \frac{d_1}{m}$, q 称为蜗杆特性系数(或称蜗杆直径系数),则

$$d_1 = m q \tag{9-2b}$$

在标准中规定了与 m 相对应的 q 值,如表 9-1 所示。

表 9-1 m 和 q 的标准值(摘自 JZ64-60)

模数 m (毫米)	1	1.5	2	2.5	3	(3.5)	4	(4.5)	5	6	(7)	8	(9)	10	12	14	16	18
蜗杆特性系数 q	14	14	13	12	12	12	11	11	10 (12)	9 (11)	9 (11)	8 (11)	8 (11)	8 (11)	8 (11)	9	9	8
$m \sqrt[3]{q}$ (毫米)	2.4	3.6	4.7	5.7	6.9	8.0	8.9	10.1	10.8 (11.4)	12.5 (13.4)	14.6 (15.6)	16.0 (17.8)	18.0 (20.0)	20.0 (22.3)	24.0 (26.6)	29.2	33.3	36

注: 1. 括号内的数值尽可能不用,并尽可能采用右旋。
2. 表中最后一项 $m \sqrt[3]{q}$ 是为了简化强度计算用的。

由表可见,当 m 较小时, q 较大;反之则 q 较小,这是为了保证蜗杆有适当的刚度。又当 $m=5\sim12$ 毫米时,各有两个 q 值。较大的 q 值是用于蜗杆需套装在轴上或对蜗杆的刚度要求较高的场合。

由式(9-2a)得

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{z_1}{q} \quad (9-3)$$

为了方便起见,把 z_1 、 q 及 λ 的关系列于表 9-2 中,以供查用。

表 9-2 λ 、 z_1 和 q 值(JZ64-60)

蜗杆 头数 z_1	蜗 杆 特 性 系 数 q						
	8	9	10	11	12	13	14
	螺 旋 线 升 角 λ						
1	7°07'30"	6°20'25"	5°42'38"	5°11'40"	4°45'49"	4°23'55"	4°05'08"
2	14°02'10"	12°31'44"	11°18'36"	10°18'17"	9°27'44"	8°44'46"	8°07'48"
3	20°33'22"	18°26'06"	16°41'57"	15°15'18"	14°02'10"	12°59'41"	12°05'41"
4	26°33'54"	23°57'45"	21°48'05"	19°58'59"	18°26'06"	17°06'10"	15°56'43"

应当指出,当采用非标准刀具切削蜗轮时, q 可不受标准值的限制,通常 $q=6\sim 17$ 。

(三) 蜗杆头数 z_1 和蜗轮齿数 z_2

蜗杆头数 z_1 可根据要求的传动比和效率选定。通常 $z_1=1\sim 4$ 。单头蜗杆的传动比可以较大,但效率低,常用于分度机构或要求自锁的场合;如要提高效率,可采用多头蜗杆。但 z_1 一般很少超过 4,否则将给蜗杆加工造成困难;而且因 $z_2=i z_1$,在同样的传动比情况下, z_2 也将增多,使结构不紧凑。

蜗轮齿数 z_2 主要根据传动比的要求确定。但要注意,蜗轮齿数太少时,加工时轮齿也要产生根切,并影响传动的平稳性。当 $z_1=1$ 时, z_2 应 >22 ;当 $z_1>1$ 时, z_2 应 >26 。但 z_2 又不宜过大,因为当模数一定时,随着蜗轮齿数的增多,蜗轮直径也就增大,这将迫使蜗杆支承间的跨度增长,而引起刚度下降,变形增大,从而使蜗杆蜗轮不能很好啮合。所以一般 $z_2\leq 80$,最好在 30~70 之间。但对于传递运动为主的机构(如分度机构),最大的 z_2 可不受上述限制。

当 $z_1\neq 1$ 时, z_1 和 z_2 应尽可能选成互为质数。

综合考虑以上因素,建议按表 9-3 来选用 z_1 和 z_2 。

表 9-3 蜗杆头数 z_1 及蜗轮齿数 z_2 的荐用值

$i = \frac{z_2}{z_1}$	z_1	z_2
7~8	4	28~32
9~13	3~4	27~52
14~24	2~3	28~72
25~27	2~3	50~81
28~40	1~2	28~80
≥ 40	1	≥ 40

三、传动比的计算

蜗杆蜗轮传动的传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (9-4a)$$

因为 $d_2 = mz_2$ 和 $d_1 = \frac{mz_1}{\tan \lambda}$, 所以

$$i = \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{\tan \lambda} \quad (9-4b)$$

显然, 蜗杆蜗轮传动比不仅与它们的分度圆大小有关, 而且与螺旋线升角 λ 有关。因 $\lambda = 90^\circ - \beta_1$, 所以传动比的计算与 $\Sigma = \beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$ 的螺旋齿轮传动一致。在动力传动中常用 $i = 10 \sim 40$ 。

四、几何尺寸的计算

已知蜗杆蜗轮传动的参数后, 即可计算蜗杆蜗轮的各主要尺寸(图 9-8)。

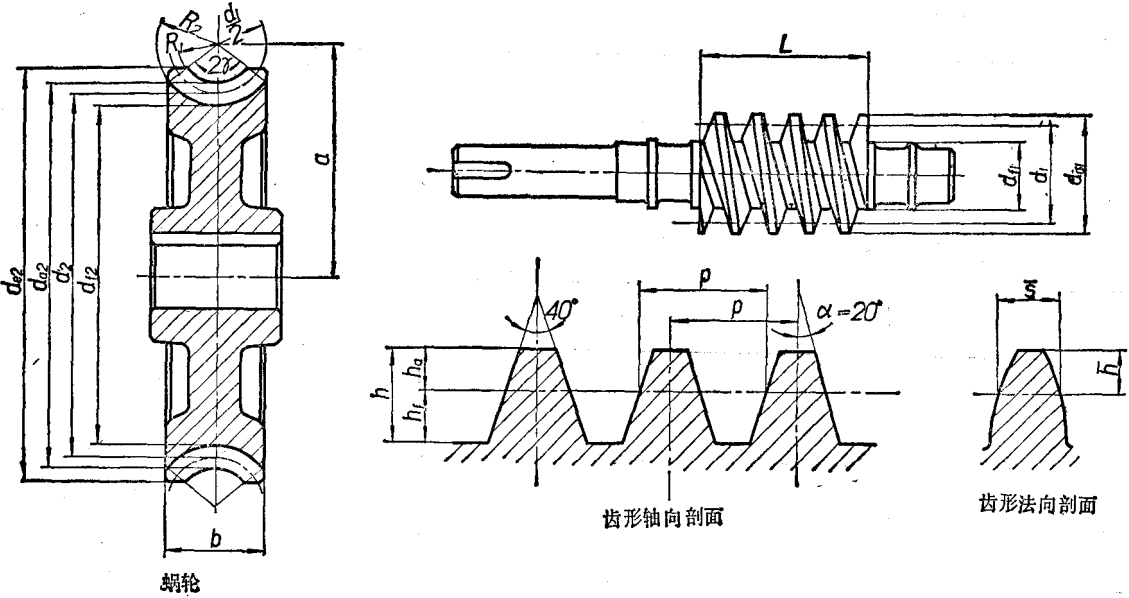


图 9-8

由于在中心平面内, 蜗杆蜗轮传动相当于齿条齿轮啮合传动, 因此在这个平面内, 可以类似地应用齿轮尺寸的计算公式。但蜗杆蜗轮还有不同于齿轮的尺寸。它们各部分的几何尺寸计算见表 9-4(对于标准蜗杆蜗轮传动, 表中 $x=0$)。

五、蜗杆蜗轮传动的变位

为了凑中心距、改善啮合性能或改变传动比, 蜗杆蜗轮传动也可变位, 其变位的方式与齿轮传动相同, 也是切削时改变刀具与齿坯的相对位置。但由于蜗杆尺寸与加工蜗轮滚刀尺寸基本相同, 而滚刀已经标准化, 所以变位的只是蜗轮, 而蜗杆尺寸仍维持不变。从中心平面来看, 其变位情况相当于齿条刀具对齿轮的移位。

图 9-9a 所示为用标准蜗轮滚刀切削不变位的蜗轮, 这时蜗杆(即滚刀)的分度圆与蜗轮的分

表 9-4 蜗杆蜗轮传动的几何尺寸计算

序号	名称	代号	计 算 公 式	
			蜗 杆	蜗 轮
1	模 数	m	$m = m_{x1} = m_{t2}$ 经验确定或由强度计算确定	
2	分度圆直径	d	$d_1 = m q$	$d_2 = m z_2$
3	节圆直径	d'	$d'_1 = m q + 2 x m$	$d'_2 = m z_2$
4	齿顶高	h_a	$h_{a1} = h_a^* m$	$h_{a2} = (h_a^* + x) m \quad (h_a^* = 1)$
5	齿根高	h_f	$h_{f1} = (h_a^* + C^*) m$	$h_{f2} = (h_a^* + C^* - x) m \quad (C^* = 0.2)$
6	全齿高	h	$h = (2 h_a^* + C^*) m$	
7	齿顶圆直径	d_a	$d_{a1} = d_1 + 2 h_{a1} = m (q + 2 h_a^*)$	$d_{a2} = d_2 + 2 h_{a2} = m (z_2 + 2 h_a^* + 2 x)$ (d_{a2} 又叫喉径)
8	齿根圆直径	d_f	$d_{f1} = d_1 - 2 h_{f1} = m (q - 2 h_a^* - 2 C^*)$	$d_{f2} = d_2 - 2 h_{f2} = m (z_2 - 2 h_a^* - 2 C^* + 2 x)$
9	变位系数	x		$x = \frac{1}{m} \left[a' - \frac{m}{2} (q + z_2) \right]$
10	蜗 杆 螺旋线升角	λ	$\operatorname{tg} \lambda = \frac{z_1 m}{d_1} = \frac{z_1}{q}, \quad \lambda = \beta_2$	
11	压力角	α	$\alpha = \alpha_{x1} = \alpha_{t2} = 20^\circ$	
12	周 节	p	$p = p_{x1} = p_{t2} = \pi m$	
13	蜗杆螺纹 部分长度	L	详见表 9-8	
14	蜗轮外径	d_{e2}		$d_{e2} \leq d_{a2} + 2 m \quad \text{当 } z_1 = 1$ $d_{e2} \leq d_{a2} + 1.5 m \quad \text{当 } z_1 = 2 \sim 3$ $d_{e2} \leq d_{a2} + m \quad \text{当 } z_1 = 4$
15	蜗轮齿顶圆弧 及齿根圆弧半径	R_1 R_2		$R_1 = \frac{d_{f1}}{2} + 0.2 m = \frac{d_1}{2} - m$ $R_2 = \frac{d_{a1}}{2} + 0.2 m = \frac{d_1}{2} + 1.2 m$
16	蜗轮宽度	b		$b \leq 0.75 d_{a1} \quad \text{当 } z_1 \leq 3$ $b \leq 0.67 d_{a1} \quad \text{当 } z_1 = 4$
17	蜗轮包角	2γ		$2\gamma = 45^\circ \sim 60^\circ \quad \text{用于分度传动}$ $2\gamma = 70^\circ \sim 90^\circ \quad \text{用于一般动力传动}$ $2\gamma = 90^\circ \sim 130^\circ \quad \text{用于高速动力传动}$
18	中心距	a'	$a' = \frac{1}{2} (d'_1 + d'_2) = \frac{m}{2} (q + z_2 + 2 x)$	

度圆相切, 蜗杆(滚刀)和蜗轮节圆分别与各自的分度圆重合, 因而标准蜗杆蜗轮传动的中心距为

$$a' = a = \frac{1}{2} (d_1 + d_2) = \frac{m}{2} (q + z_2)$$

图 9-9b 所示为用标准蜗轮滚刀切削变位蜗轮, 变位后蜗轮的分度圆和节圆仍重合, 但蜗杆的分度圆与节圆不相重合, 与蜗轮的分度圆相切的是蜗杆的节圆。因而变位后的中心距为

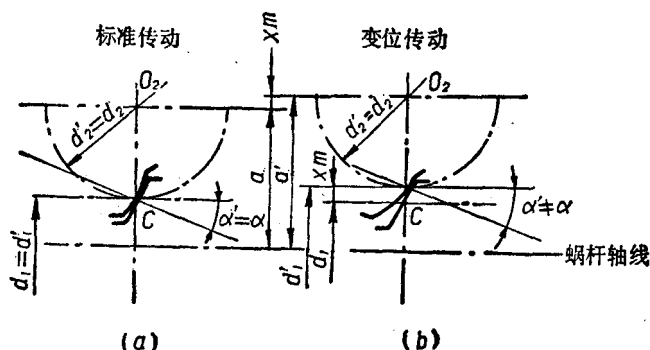


图 9-9

$$a' = \frac{1}{2}(d_1' + d_2) = a + xm = \frac{m}{2}(q + z_2) + xm \quad (9-5)$$

所以

$$x = \frac{1}{m}(a' - a) = \frac{1}{m} \left[a' - \frac{m}{2}(q + z_2) \right] \quad (9-6)$$

这时蜗杆的几何尺寸不变,但蜗轮的有些尺寸与标准蜗轮不同,如

$$\text{齿顶圆直径 } d_{a2} = m(z_2 + 2h_a^* + 2x)$$

$$\text{齿根圆直径 } d_{f2} = m(z_2 - 2h_a^* - 2C^* + 2x)$$

它们各部分的几何尺寸计算见表 9-4。

从式(9-5)可看出,当 z_1, z_2, m, q 不变时,改变 x 即能改变 a' 。为了更好地实现标准化、系列化,在 JZ64-60 标准中将 z_1, z_2, m, q 和 a' 的关系列成表 9-5,以便设计蜗杆蜗轮减速器时选用。由表可见,为了配凑中心距,使中心距符合推荐的标准值,表中很多情况都要对蜗轮进行变位。

从式(9-5)还可看出,当 a', m, q 不变时, x 每增加(或减少)0.5,蜗轮齿数 z_2 就可减少(或增加)1。因此,可用变位的办法增加或减少蜗轮齿数(一般 $\leq \pm 2$)来配凑传动比。

与变位齿轮一样,过大的 x 会导致蜗轮轮齿齿顶变尖,过小的 x 将引起蜗轮轮齿根切,所以变位系数的推荐范围最好不超过 ± 1 。因为负变位能较大地改善蜗杆蜗轮传动接触线的分布情况,有利于形成液体润滑油膜,故 x 应尽量取负值。

§ 9-3 蜗杆蜗轮传动的啮合效率

蜗杆蜗轮传动由于能实现大传动比,结构紧凑,传动平稳而得到了广泛应用。但与齿轮传动相比,效率较低,这是它最大的缺点。

蜗杆蜗轮传动的效率主要包括三个部分,即:考虑轮齿啮合摩擦损失的效率 η_1 ,考虑润滑油的扰动、飞溅损失的效率 η_2 及轴承摩擦损失的效率 η_3 。总效率 $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$ 。后两项的功率损失不大。一般可取 $\eta_2 \cdot \eta_3 = 0.95 \sim 0.96$ 。而总效率主要决定于啮合摩擦损失的效率 η_1 。

蜗杆蜗轮传动相当于梯形螺纹的传动,蜗杆相当于螺杆,蜗轮相当于螺母。而螺旋副的运动又相当于斜面上滑块的运动,蜗杆蜗轮的啮合效率是考虑齿面间相对滑动的功率损失,可以近似地按斜面摩擦的效率计算。

表 9-5 蜗杆蜗轮传动的齿数和中心

m (毫米)		2	2.5	3	(3.5)	4	(4.5)	5		6	
a' (毫米)	$z_1 \backslash \begin{matrix} z_2 \\ q \end{matrix}$	13	12	12	12	11	11	10	(12)	9	(11)
80	1	65~69	50~54	40~43	32~35	27~30	—	—	—	—	—
80	2	65~69	50~54	40~43	32~35	27~30	—	—	—	—	—
80	3	65~69	50~54	40~42	32~35	27~30	—	—	—	—	—
80	4	65~69	50~53	40~42	32~34	27~29	—	—	—	—	—
80	—	67	52	41*	34*	29	—	—	—	—	—
100	1	85~89	66~70	53~56	44~47	37~41	32~34	28~31	26~29	—	—
100	2	85~89	66~70	53~56	44~47	37~41	32~34	28~31	26~29	—	—
100	3	85~89	66~70	53~56	44~47	37~40	32~34	28~31	26~29	—	—
100	4	85~89	66~70	53~56	44~46	37~40	32~33	28~30	26~28	—	—
100	—	87	68	55*	45*	39	33*	30	28	—	—
120	1	105~109	82~86	66~70	55~58	47~51	41~44	36~40	34~38	29~32	27~30
120	2	105~109	82~86	66~70	55~58	47~51	41~44	36~39	34~37	29~32	27~30
120	3	105~109	82~86	66~70	55~58	47~51	41~44	36~39	34~37	29~31	27~30
120	4	105~109	82~86	66~70	55~58	47~50	41~43	36~39	34~36	29~31	27~29
120	—	107	84	68	57*	49	42*	38	36	31	29
150	1	—	106~110	86~90	72~75	62~66	54~57	48~52	46~50	39~43	37~41
150	2	—	106~110	86~90	72~75	62~66	54~57	48~52	46~50	39~43	37~41
150	3	—	106~110	86~90	72~75	62~66	54~57	48~52	46~50	39~42	37~40
150	4	—	106~110	86~90	72~75	62~66	54~57	48~51	46~49	39~41	37~40
150	—	—	108	88	74*	64	56*	50	48	41	39
180	1	—	—	106~110	89~92	77~81	67~71	60~64	58~62	49~53	47~51
180	2	—	—	106~110	89~92	77~81	67~71	60~64	58~62	49~53	47~51
180	3	—	—	106~110	89~92	77~81	67~71	60~64	58~62	49~53	47~51
180	4	—	—	106~110	89~92	77~81	67~71	60~64	58~62	49~51	47~50
180	—	—	—	108	91*	79	69	62	60	51	49
210	1	—	—	—	106~110	92~96	81~84	72~76	70~74	59~63	57~61
210	2	—	—	—	106~110	92~96	81~84	72~76	70~74	59~63	57~61
210	3	—	—	—	106~110	92~96	81~84	72~76	70~74	59~63	57~61
210	4	—	—	—	106~110	92~96	81~84	72~76	70~74	59~61	57~61
210	—	—	—	—	108	94	82*	74	72	61	59
240	1	—	—	—	—	107~111	94~97	84~88	82~86	69~73	67~71
240	2	—	—	—	—	107~111	94~97	84~88	82~86	69~73	67~71
240	3	—	—	—	—	107~111	94~97	84~88	82~86	69~73	67~71
240	4	—	—	—	—	107~111	94~97	84~88	82~86	69~71	67~71
240	—	—	—	—	—	109	96*	86	84	71	69
270	1	—	—	—	—	—	107~111	96~100	94~98	79~83	77~81
270	2	—	—	—	—	—	107~111	96~100	94~98	79~83	77~81
270	3	—	—	—	—	—	107~111	96~100	94~98	79~83	77~81
270	4	—	—	—	—	—	107~111	96~100	94~98	79~81	77~81
270	—	—	—	—	—	—	109	98	96	81	79
300	1	—	—	—	—	—	—	108~112	106~110	89~93	87~91
300	2	—	—	—	—	—	—	108~112	106~110	89~93	87~91
300	3	—	—	—	—	—	—	108~112	106~110	89~93	87~91
300	4	—	—	—	—	—	—	108~112	106~110	89~91	87~91
300	—	—	—	—	—	—	—	110	108	91	89
360	1	—	—	—	—	—	—	—	—	109~113	107~111
360	2	—	—	—	—	—	—	—	—	109~113	107~111
360	3	—	—	—	—	—	—	—	—	109~113	107~111
360	4	—	—	—	—	—	—	—	—	109~111	107~111
360	—	—	—	—	—	—	—	—	—	111	109
420	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
420	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
420	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
420	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
420	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

注: 1. 在已知传动比 i 时, 蜗轮齿数 z_2 根据中心距 a' 和蜗杆头数 z_1 选择; 在个别情况下根据 q 选择。

2. 表中每一中心距栏中的最低一行是蜗轮的基本齿数; 未标以 * 的为非变位啮合可以实现的; 标有 * 的为蜗轮经

3. 传递大功率时, 蜗轮齿数 z_2 不宜超过 80。

4. 括号内的模数值尽可能不用。

[illegible]

• 11 •

一、蜗杆带动蜗轮时的啮合效率

当蜗杆带动蜗轮时，相当于滑块沿斜面向上滑动（称为正行程），如图 9-10 所示。

蜗杆每转一周所消耗的功为：

$$W_1 = F_{t1} \pi d_1$$

F_{t1} ——主动力，即蜗杆的圆周力。

蜗杆每转一周蜗轮所获得的功为：

$$W_2 = F_{t2} z_1 p_x$$

F_{t2} ——阻力，即蜗轮的圆周力。

则传动啮合效率为：

$$\eta_1 = \frac{W_2}{W_1} = \frac{F_{t2} z_1 p_x}{F_{t1} \pi d_1}$$

由第三章知

$$F_{t1} = F_{t2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho)$$

但实际上蜗杆蜗轮传动相当于梯形螺纹传动，应以当量摩擦角 ρ' 代替摩擦角 ρ ，得正行程时：

$$F_{t1} = F_{t2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho')$$

又因为

$$z_1 p_x = \pi d_1 \operatorname{tg} \lambda$$

故

$$\eta_1 = \frac{W_2}{W_1} = \frac{F_{t2} \pi d_1 \operatorname{tg} \lambda}{F_{t2} \pi d_1 \operatorname{tg}(\lambda + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho')} \quad (9-7)$$

蜗杆螺旋线升角入（蜗轮主动）

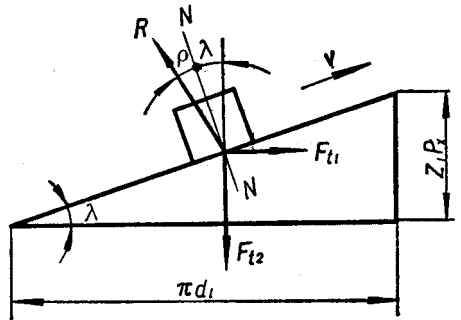
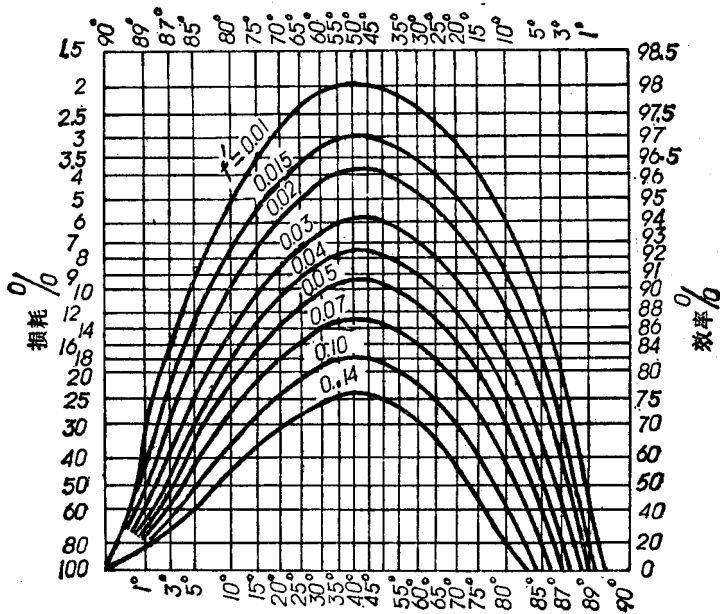


图 9-10



蜗杆螺旋线升角入（蜗杆主动）

图 9-11

式中 λ ——蜗杆的螺旋线升角;

ρ' ——当量摩擦角, $\rho' = \arctan f'$;

f' ——当量摩擦系数。

从式(9-7)可见,影响蜗杆蜗轮传动啮合效率的主要因素是蜗杆的螺旋线升角 λ 与当量摩擦系数 f' 。图 9-11 的曲线表示在不同的当量摩擦系数 f' 下,啮合效率 η_1 与螺旋线升角 λ 的关系。

从图 9-11 可以看出,当 λ 角一定时,当量摩擦系数 f' 愈小,则效率愈高。因此,总希望减小当量摩擦系数 f' ,而当量摩擦系数 f' 主要取决于摩擦副材料、表面质量、润滑情况和滑动速度。

滑动速度 v_h (图 9-12)可按下式计算:

$$v_h = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos \lambda} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \cos \lambda} \text{ (米/秒)} \quad (9-8a)$$

因 $d_1 = mq$, $\tan \lambda = \frac{z_1}{q}$, 代入上式得

$$v_h = \frac{mn_1}{19100} \sqrt{q^2 + z_1^2} \text{ (米/秒)} \quad (9-8b)$$

滑动速度愈大,齿面间愈易形成油膜,因此 f' 与 ρ' 愈小。表 9-6 给出了不同滑动速度下的当量摩擦系数和当量摩擦角的数值,可供计算时查用。常见的闭式传动中,蜗杆一般放在蜗轮下面(下置式),以利于形成油膜;只有当蜗杆线速度 > 4 米/秒,搅油损失过大,才将蜗杆放到蜗轮上面(上置式)。但另一方面,由于啮合处的相对滑动,增加了接触面的磨损,因而在设计时必须充分注意蜗杆蜗轮的润滑条件,以及恰当选用耐磨材料、蜗杆齿面硬度、表面光洁度等。

从图 9-11 中还可看出,在一定的 f' 下,升角 λ 大,效率高。但当 λ 大于 $27^\circ \sim 30^\circ$ 以后,效率增加缓慢。当 $\lambda > 45^\circ$ 以后,效率又逐渐降低,且太大的螺旋线升角给蜗杆加工带来困难。所以一般取 $\lambda = 4^\circ \sim 23^\circ$ 。对 $\lambda > 23^\circ$ 的极少应用(在 JZ64-60 中,最大的 $\lambda = 26^\circ 33' 54''$)。

因为 $\tan \lambda = \frac{z_1}{q}$, 故 η_1 随着 z_1 的增加和 q 的减小而增加,但 q 太小, d_1 就小,对蜗杆的强度刚度都不利,并影响啮合状况。所以为了增加 λ 提高效率,常采用多头蜗杆,但一般不超过 4 头。

必须指出,由于蜗杆蜗轮传动效率低,摩擦损失的功率要转化为热量,工作中发热比较严重。如果热量不能及时发散,将使润滑油粘度降低,加剧齿面磨损和胶合。因此,在设计闭式蜗杆蜗轮传动时,常选择粘度较大的润滑油,并要特别注意散热问题。为了加强散热,必要时,在箱体表面加散热片或在蜗杆轴端加装风扇。对于一些较大功率连续运转的闭式蜗杆蜗轮传动,有时还需在箱内装蛇形冷却水管。当功率较小采用无散热片的结构时,宜采用长方形壳体并适当增大内部空间,以利于散热。

在设计计算时,通常可按表 9-7 粗略地估计蜗杆蜗轮传动的效率 η 。

二、蜗轮带动蜗杆时的啮合效率及蜗杆蜗轮传动的自锁

当蜗轮带动蜗杆时,相当于滑块沿斜面向下滑动(称为反行程),如图 9-13 所示。这时蜗轮

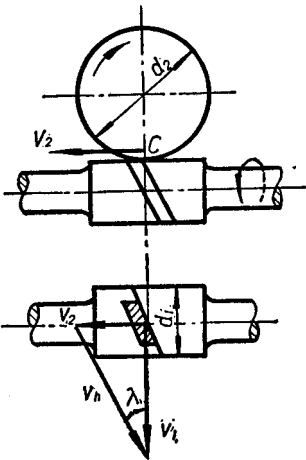


图 9-12