

第6篇 蜗杆传动

	主 编 孟惠荣 (中国矿业大学)	
	编写人	审稿人
第1章	孟惠荣	董学朱
第2章	孟惠荣	董学朱
第3章	王树人 (天津大学)	孟惠荣
第4章	胡树春 范乃谦 (郑州机械研究所)	孟惠荣
		许洪基
第5章	齐麟 张亚雄 (天津华盛昌齿轮有限公司)	孟惠荣
	吴晓铃 (郑州机械研究所)	
	张希康	
	张德华 张建刚 (北京首都钢铁公司机械厂)	

第 1 章 概 论

1 蜗杆传动的特点及分类

蜗杆传动用于传递空间交错的两轴之间的运动和转矩。运动可以是减速或增速，最常用的是轴交角 $\Sigma=90^\circ$ 的减速传动。螺旋线方向可任选右旋或左旋，但蜗杆和蜗轮的螺旋线方向必须保持相同（见图 6.1-1），传统上取右旋的较多。

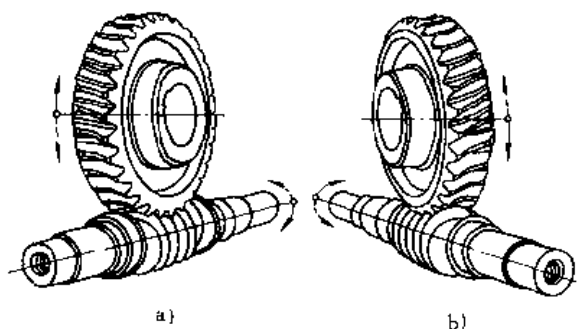


图 6.1-1 蜗杆传动

- a) 蜗杆蜗轮螺旋线均为右旋
- b) 蜗杆蜗轮螺旋线均为左旋

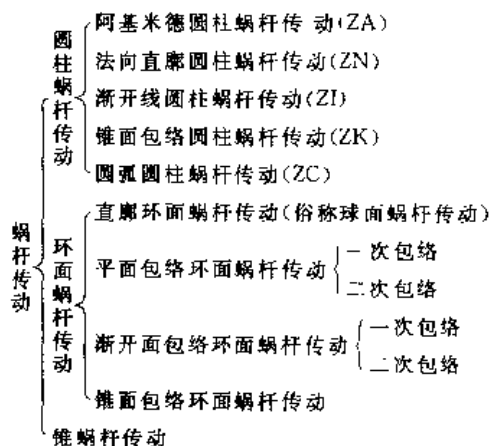
蜗杆传动主要的特点是：

- 1) 传动平稳，振动、冲击和噪声均很小。
- 2) 能以单级传动获得较大的传动比，结构紧凑。

减速传动时齿数比 u 的范围为 $5 \leq u \leq 70$ ，最常用为 $15 \leq u \leq 50$ 。增速时， $5 \leq u \leq 15$ 。目前用于传递动力时，蜗轮转矩可达 $2MN \cdot m$ ，圆周力达 $8000000N$ ，直径可达 $2m$ 以上。

3) 蜗杆螺牙与蜗轮齿面间啮合摩擦损耗较大，因之传动效率要比齿轮传动为低，且容易招致发热和出现温升过高现象。蜗轮也较易磨损。

根据蜗杆分度曲面的形状，蜗杆传动可以分成三大类：圆柱蜗杆传动，环面蜗杆传动和锥蜗杆传动（图 6.1-2）。如再按其齿廓形状及其形成原理，尚可进一步细分如下：



各型蜗杆传动的具体内容，将在以后各章中分述。

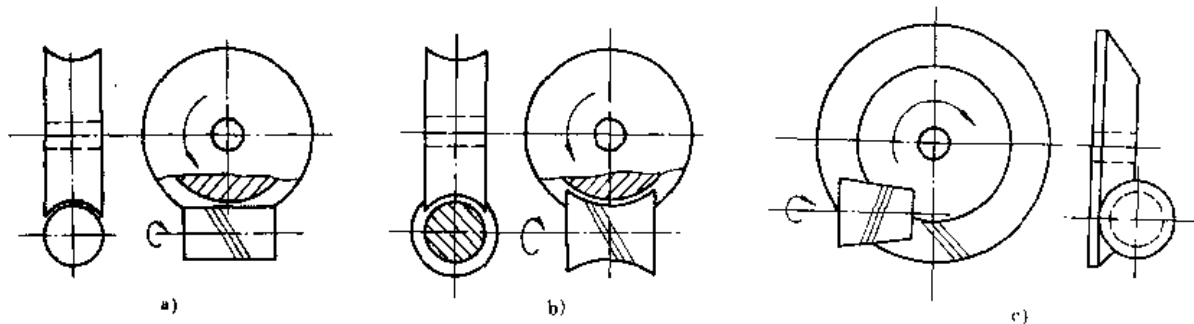


图 6.1-2 蜗杆传动的类型

- a) 圆柱蜗杆传动
- b) 环面蜗杆传动
- c) 锥蜗杆传动

2 蜗杆传动的效率

蜗杆传动的功率损失包括三部分：螺旋啮合摩擦损失、轴承摩擦损失，以及蜗杆或蜗轮的搅油损失。蜗杆传动效率比齿轮传动低的主要原因则是由于螺旋啮合摩擦损失较大引起的。

蜗杆传动的总效率为

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \quad (6.1-1)$$

式中 η_2 —— 轴承效率；对每对滚动轴承可取 $\eta_2 \approx 0.99 \sim 0.995$ （圆锥滚子轴承 η_2 有时可低至 $0.98 \sim 0.985$ ），滑动轴承 $\eta_2 = 0.97 \sim 0.98$ ；

η_3 —— 搅油及溅油效率；它与装油量，回转件转速和浸油深度，蜗杆上置或下置以及粘度等有关，近似可取 $\eta_3 \approx 0.96 \sim 0.99$ 。

η_1 —— 螺旋副啮合效率，理论上：

蜗杆主动时

$$\eta_1 = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho)} \quad (6.1-2)$$

蜗轮主动时

$$\eta_1 = \frac{\tan(\gamma - \rho)}{\tan \gamma} \quad (6.1-3)$$

式中 γ —— 分度圆柱导程角；

ρ —— 啮合摩擦角；按啮合摩擦因数 μ 确定，即 $\rho = \arctan \mu$ 。实际上啮合摩擦因数 μ 的确定较为复杂，一般要根据蜗杆传动的类型、接触线与滑动速度的夹角即所谓润滑角的大小、材料组合和齿面加工、热处理状况、以及润滑油性质、滑动速度的大小等等而定。各型蜗杆传动在效率上的差异，当导程角相同时，具体就体现在这个啮合摩擦因数的大小上。正确的值也只能通过实际的试验才能获得。对于圆柱蜗杆传动，在初步设计时， ρ 可按滑动速度 v_s 近似由表 6.1-1 查得（亦可参考式 (6.1-6) 及图 6.1-6 计算摩擦因数 μ 值）。

分度圆（中圆）滑动速度（m/s）。

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \times 10^3 \cos \gamma} \quad (6.1-4)$$

节圆滑动速度（m/s）

$$v'_s = \frac{v'_1}{\cos \gamma'} = \frac{\pi d'_1 n_1}{6 \times 10^3 \cos \gamma'} \quad (6.1-4a)$$

式中 d_1, d'_1 —— 蜗杆分度圆和节圆直径（mm），见表 6.2-4；

γ, γ' —— 蜗杆分度圆和节圆导程角（°），见表 6.2-4；

n_1 —— 蜗杆转速（r/min）。

表 6.1-1 钢制圆柱蜗杆和锡青铜蜗轮的啮合摩擦角 ρ

$v_s / (m/s)$	0.01	0.1	0.25	0.5
ρ	5°40' ~ 6°50'	4°30' ~ 5°10'	3°40' ~ 4°20'	3°10' ~ 3°40'
$v_s / (m/s)$	2.5	3	4	7
ρ	1°40' ~ 2°20'	1°30' ~ 2°00'	1°20' ~ 1°40'	1°00' ~ 1°30'
$v_s / (m/s)$	1.0		1.5	2.0
ρ	2°30' ~ 3°10'		2°20' ~ 2°50'	2°00' ~ 2°30'
$v_s / (m/s)$	10		15	
ρ	0°55' ~ 1°20'		0°50' ~ 1°10'	

注：1. 蜗杆经渗碳淬硬、磨削并抛光，在润滑良好时，取表中小值。

2. 钢蜗杆与铸铁蜗轮，可取 $\rho = 3°30' \sim 6°50'$ ，当 $v_s > 1 \sim 2m/s$ ，可取其中较小值。

3. 表中的 ρ 值，试验过程中已包括试验装置的轴承和搅油损失在内；但实际设计中还以分别考虑 η_2, η_3, η_1 为宜。

4. 本表数据引自 ЧЕРНАВСКИЙ, ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ 第4版 1984 及 КАЗАКОВ (РБ: ДЕТАЛИ МАШИИ, 1980)。

螺旋面间啮合效率 η_1 的大小，除与啮合摩擦因数 μ 有关外，起决定性影响的还是导程角 γ 的大小。导程角 γ 大，则效率高。对式 (6.1-2) 微分求极值，得 $\gamma = 45^\circ - \frac{\rho}{2}$ ，即 γ 在 40° 左右时 η_1 为最高。事实上 $\gamma > 30^\circ$ 后， η_1 的增长就不显著，故要求效率高时一般常取 $\gamma = 15^\circ \sim 30^\circ$ 。 γ 的选取要视蜗杆头数 z_1 的大小及加工可能性而定，多头蜗杆的 γ 大，故效率高，但 γ 超过 15° 时则要采用法向进刀才能顺利加工。在实际应用中多头蜗杆 γ 达 50° 的亦不鲜见。当 $\gamma < \rho$ 时机构产生自锁。要求自锁的机构，通常取 $\gamma \leq 3.5^\circ$ ，自锁传动的效率极低应尽量少用 ($\eta_1 < 0.5$)。此外，在生产实践中，应严格注意不宜单靠蜗杆传动的摩擦自锁作用作为制动装置，因为在动态下冲击和振动仍可能使蜗轮产生滑动，故必须另加抱闸制动为妥。上述有关啮合摩擦因数 μ 和导程角 γ 对啮合效率的影响等是选择蜗杆传动参数和形式时的一个重要的基本概念。

在传动尺寸未定出之前，总效率 η 亦可近似估计：

蜗杆头数 z_1 1 2 3 4

总效率 η 0.7 0.8 0.85 0.9

国外文献中亦有近似按下式作粗略估计:

$$\eta = \left(100 - \frac{i}{2} \right) \% \quad (6.1-5)$$

式中 i ——传动比, $i \geq 6$ 。

应该指出,蜗杆传动效率的实际值,只有通过对其具体装置进行台架试验才能准确获得。

通常的规律是:蜗杆传动的效率随着滑动速度(蜗杆转速)的增加,导程角的增加(或传动比的减小),以及传动尺寸的增大而有所提高(当然和齿面粗糙度、齿廓形状、材料组配以及润滑和润滑油品质等有关)。 $\gamma < 8^\circ$ 的蜗杆,效率就较差,尽可能少用。要求效率高时,最好使 $i \leq 25$ (30), $z_2 \geq 2$ 。此外,还应注意,由静止起动时,其效率要比正常运转时的效率为低。

3 蜗杆传动的失效形式和材料选择

3.1 失效形式

蜗杆传动的失效形式和齿轮传动类似,亦有齿面点蚀、磨损、胶合,以及轮齿的弯曲折断。其中尤以点蚀和磨损最易发生,胶合现象也常出现。这是由于蜗杆传动啮合效率较低(类似螺旋传动),滑动速度较大,而当润滑不良时容易发热等原因引起。蜗轮轮齿的弯曲折断亦偶有所见。往往是由齿面磨损过大齿厚减薄过多或是安装不良造成严重偏载所产生。

蜗轮轮齿一般用铜合金或铸铁制成,其强度远不如钢制蜗杆,且蜗杆螺牙成螺旋状强度较大,因此蜗轮轮齿是两者中的薄弱环节。

如果在设计中能合理地选择齿形和传动参数,采用良好的润滑方式和散热措施,选用抗磨和抗胶合的润滑油,选配适当的材料组合以及提高加工和安装精度,则上述失效情况可以得到改善或避免。

3.2 材料选择

由于蜗杆传动啮合摩擦较大,且由于蜗轮滚刀的形状尺寸不可能做得和蜗杆绝对相同,被加工出的蜗轮齿形难以和蜗杆齿精确共轭,必须依靠运转跑合才渐趋理想;因此材料副的组合必须具有良好的减摩和跑合性能以及抗胶合性能。所以蜗轮通常采用青铜或铸铁做齿圈,并尽可能与淬硬并经磨削的钢制蜗杆相匹配。常用材料如下:

3.2.1 蜗杆材料

一般用合金钢或碳钢制成。大部分蜗杆齿面经渗碳淬火等热处理而获得较高的硬度,并经磨削及珩磨抛光。按热处理性质可分:

(1) 渗碳钢 表面淬硬至 56~62HRC(硬度再高后易出现磨削裂纹),牌号有 16CrMn, 16MnCr5(德国), 20Cr, 20CrMn, 20CrV, 20CrMnTi, 12CrNi3A, 20Cr2Ni4A 等(含镍渗碳钢还具有高的低温韧性,能适合寒带地区使用)。

(2) 表面或整体淬火钢 经火焰或感应淬火 45~50HRC, 如 45, 40Cr, 40CrNi, 35CrMo, 34CrMo4, 及 42Cr, Mo4(德国)。

(3) 调质钢 表面硬度 30~35HRC, 如 40Cr, 40CrNi, 42CrMo, 42CrMo4(德国), 35CrMo, 40CrMnMo 等。对于一般传动,也可用 45 钢调质, 255~270HBS(渗碳钢表面层受短时冲击过载时易出现裂纹,韧性稍差,此时常改用调质钢调质处理)。

(4) 氮化钢 表面硬度 $HV > 850$, 如 38CrMoAl, 31CrMoV9(德国), 气体氮化。

3.2.2 蜗轮材料

(1) 铸造锡青铜 锡青铜是较理想的蜗轮材料。它是由铜(质量分数约 90%左右)和锡(质量分数约 10%)为主的软硬二相组成的合金材料。软组织易于磨合,硬组织用以承载。与钢蜗杆齿运转磨合后使接触表面相互适配,增加了支承面积。青铜熔铸过程中,如工艺不当,锡易氧化成坚硬的氧化结晶体,宛如金刚砂研磨剂,使表面很快磨损,因此熔铸时须加入少量的磷作为脱氧剂。称为磷锡青铜或磷青铜。锡青铜中亦有加入锌、铅等元素的。锌比铅能增加些强度而价格比锡便宜,但它的磨合和适配性能较逊色,加锌可节省锡和铜。铅则较软,可以很快磨合,但其强度不足,主要用于改善切削性能。国外常在锡青铜中加入镍元素(质量分数约 2%),称为锡镍青铜。镍虽贵,但对提高磨损强度十分有利,并促使合金结构均匀,晶粒组织致密。

铸造青铜分砂模铸、金属模铸(冷激铸)和离心铸三种。以离心铸的力学性能最好,晶粒细,致密均匀。砂模铸则晶粒较粗,致密性差,承载能力相应降低。一般适合单件、小批量生产或大尺寸蜗轮齿圈。铸造锡青铜时应避免过热浇铸产生氧化锡,这将显著降低齿面承载能力。

铸造锡青铜的牌号有 ZCuSn10Pb1(旧牌号为 ZQSn10-1),这是应用最广泛并有成熟使用经验的蜗轮材料。相应的材料德国为 G-CuSn12(砂型)或 GZ-CuSn12(离心铸),ISO1338-77 为 CuSn10P,美国为铸造磷青铜 89-II Gear Bronze(含量的质量分数为铜 89%,锡 11%)。

(2) 铸锡锌青铜 我国的牌号为 ZCuSn10Zn2(旧牌号为 ZQSn10-2);德国为 ZCuSn10Zn2,ISO 标准的

牌号为 CuSn10Zn2。

(3) 铸造锡镍青铜 德国的牌号为 G-CuSn12Ni (砂型), GZ-Sn12Ni (离心铸) 为最常用。国标 GB 中尚未见有正式锡镍青铜牌号列入。但 1988 年公布的 GB9147-88 圆弧蜗杆减速器标准中, 已正式引用德国牌号 G-CuSn12Ni 和 GZ-Sn12Ni 作为蜗轮齿圈用材料。美国相近的牌号为铸锡镍青铜 88-10-2 (含量的质量分数为铜 88%, 锡 10%, 镍 2%)。

(4) 铸造铝铁青铜 这类含铝青铜铸成后有较高强度, 如再进行热处理, 强度还能提高。铸造铝铁青铜价廉, 缺点是抗胶合性能差, 当温度超过 75°C 时, 点蚀强度和磨损强度将显著下降, 表面硬度也较高, 跑合困难, 接触适配性能差, 影响效率的提高。因此, 仅适用于滑动速度 $v_s \leq 4\text{m/s}$ 的场合, 相配的蜗杆硬度须 $\geq 45\text{HRC}$ 。国产牌号为 ZCuAl10Fe3; 相应的德国牌号为 ZCuAl10Fe; 美国相近的牌号为铸铝青铜 86-1-10 (含量的质量分数为铜 86%, 铁 1%, 铝 10%)。

(5) 铸铝铁镍青铜 德国牌号为 G-CuAl10Ni, (砂型), GZ-CuAl10Ni (离心铸); 美国牌号为 83-4-11-2.5 (含量的质量分数为铜 83%, 铁 4%, 铝 11%, 镍 2.5%)。常用于低滑动速度、重载场合, 为齿轮加工机床分度蜗轮等。我国尚无相应的铸铝铁镍青铜牌号。凡含镍的青铜目前在 GB 中属缺项。

(6) 灰铸铁与球墨铸铁 灰铸铁用于不重要或手动操作的场合, 滑动速度 $v_s < 2\text{m/s}$, 国产牌号常用的有 HT-250, HT-300。德国相应的牌号为 GG-25, GG-30。球墨铸铁有 QT400-15; 珠光体球墨铸铁有 QT600-3, QT700-2; 相应的德国牌号为 GGG-40; GGG-60, GGG-70。珠光体球墨铸铁蜗轮常与淬硬钢蜗杆配对, 用于低速重载设备而不常开动的场合。

3.2.3 国外蜗轮材料的进展

1) 国外蜗轮齿圈大多采用离心浇铸或金属冷模浇铸, 较少用砂型, 因此性能指标好。

2) 国内蜗轮最好的常用材料是锡青铜 ZCuSn10Pb1。德国常用锡青铜材料 GZ-CuSn12, 离心浇铸, $\sigma_s = 280\text{MPa}$, G-CuSn12 砂型铸, $\sigma_s = 260\text{MPa}$, 德 FLENDER 公司 CAVEX 圆弧圆柱蜗杆传动, 均用 GZ-CuSn12 (离心铸) 做蜗轮 (旧牌号为 GZ-SnBZ12)。而国产 ZCuSn10Pb1 离心铸或冷模铸时 $\sigma_s = 250\text{MPa}$, 砂型铸 $\sigma_s = 220\text{MPa}$, 强度上有一定差距。美国 CONE DRIVE 直廓环面蜗轮采用特殊锡青铜, $\sigma_s = 310\text{MPa}$, (冷模或离心铸), 强度均高于 ZCuSn10Pb1。国外一般锡青铜除含铜、锡、磷元素外, 还含有镍、铅等多种成分。美国 ANSI/AGMA2004-B89 所列的锡青铜成分中也有镍元素质量分数为 (1%

~4%) 及铅等。强度、耐磨性、切削性均较好。

3) 除上述一般锡青铜外, 为提高蜗轮强度、耐磨性及增加韧性, 国外常采用锡镍青铜, 如德国 GZ-CuSn12Ni ($\sigma_s = 300\text{MPa}$, G-CuSn12Ni ($\sigma_s = 280\text{MPa}$), 美国铸锡镍青铜 88-10-2 ($\sigma_s = 345\text{MPa}$), 以及前苏联锡镍青铜 БРОНΦ, 离心铸 $\sigma_s = 290\text{MPa}$; 砂型铸 $\sigma_s = 260\text{MPa}$ 。国内蜗轮用含镍锡青铜的产品还不多见。

4) 国内铝铁青铜成分仅由铝铁铜三元素组成。国外铝青铜蜗轮材料, 如德国 G 或 GZCuAl10Fe, G 或 GZ-CuAl10Ni 等。日本植田公司平面一次包络环面蜗杆传动 PLANA WORM 用铝青铜 ABB₂ 和 ALBC₃ 等, 除铝铁外, 尚含有镍、锰等多种元素, 含镍量还相当高, 因此材料上具有一定优势。这些动向都值得在铸造成分配比时参考。

4 蜗杆传动的润滑

蜗杆传动是螺旋副啮合, 齿面间的滑动起主宰作用, 其摩擦、磨损和发热问题远较兼有滚动和滑动的其他齿轮传动为严重, 因此润滑方式和润滑剂的合理选择对维护传动的正常运行显得更为重要, 千万不能掉以轻心。

4.1 润滑方式的选择

蜗杆传动的润滑方式可分为油浴润滑和压力喷油润滑; 其区分主要根据齿面间滑动速度 v_s 或蜗杆转速 n_1 的大小, 速度过高时, 油滴将由于离心力作用甩走, 难以带入啮合区, 因此必须采用压力喷油强迫润滑。一般当 $v_s \geq 10\text{m/s}$ 时, 就采用喷油润滑, 这是一个笼统的经验。具体也可参照图 6.1-3 选择。图中以 n_1 和 d_1 为坐标, 因转速 n_1 和蜗杆直径 d_1 大时, 滑动速度 v_s 随之增大, 见式 (6.1-4)。蜗杆头数 $z_1 \geq 4$ 时, 导程角 γ 显著增大, 由式 (6.1-4) 可知, v_s 也相应增大, 因此选择润滑方式时, 尚须同时校核图右上角的曲线范围, 它是 $d_1 > 100\text{mm}$ 和 $z_1 \geq 4$ 为界限的。环面蜗杆传动也可参考图 6.1-3 选择润滑方式, 但要考虑到蜗杆直径在螺旋端部处较喉径处为大, 相应增大了线速的影响, 应当适当酌处。

一般中、低速蜗杆传动大多采用油浴润滑。合理的浸油深度参见图 6.1-4。蜗杆在下时, 浸油高度应到蜗杆齿根圆 d_{f1} 处; 蜗轮下置时, 浸油高度应到蜗轮顶圆 (外圆) 直径 d_2 的 1/3 处。浸油高度宁高勿低 (但过高后将增加搅油损耗功率), 啮合摩擦产生的热量主要还依靠润滑油带走, 传至箱壁散发出去。

喷油润滑时应沿蜗杆轴向两侧平行放置喷油管

(见图 6.1-5), 管壁径向开一排小孔或拧入喷嘴, 将油从两侧喷入啮合区。如能在油管横过蜗杆轴端面处沿蜗轮切线方向啮入口另开几个喷孔则效果更佳。循环供油系统应安置冷油器。

采用喷油润滑时, 箱体内仍应储有适当的油量, 使蜗杆或蜗轮齿能够少许浸着, 以便压力喷油系统一旦出现故障时仍能安全运转。

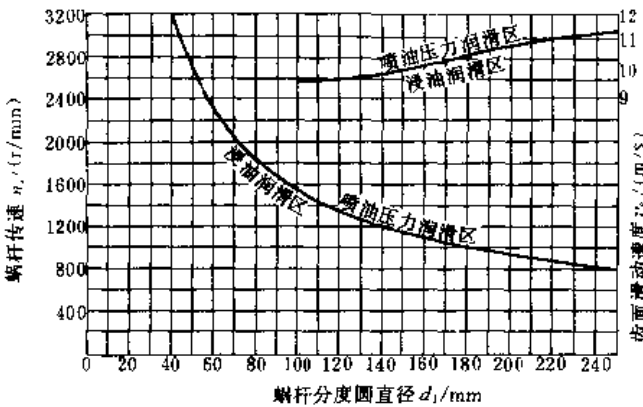


图 6.1-3 蜗杆传动润滑方式选择曲线

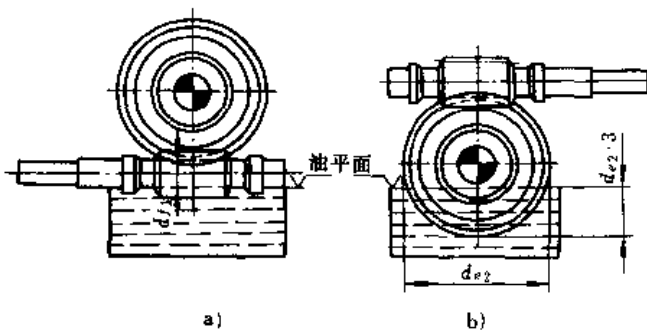


图 6.1-4 蜗杆和蜗轮浸油最低深度
a) 蜗杆浸油深度 b) 蜗轮浸油深度

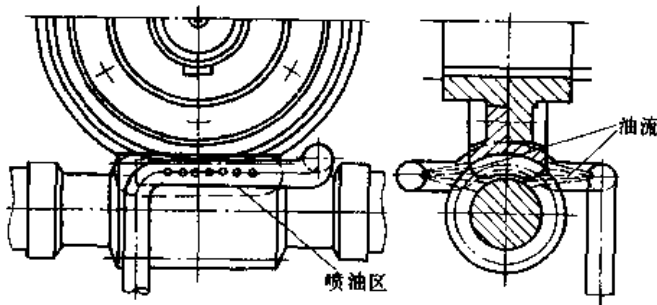


图 6.1-5 喷油压力润滑

4.2 润滑油的选择

4.2.1 对蜗杆传动润滑油的要求

蜗杆传动由于齿面间的滑动较大且齿的接触时间比齿轮传动相对较长, 摩擦磨损情况突出, 因此不宜采用一般齿轮油来润滑。一般要求油的粘度较大, 并有较高的粘度指数 (VI 可高达 140 以上, 至少 $\geq 95 \sim 110$); 油性要好; 且含有某些特殊添加剂, 总的要求有以下几点:

1) 油要有良好的减摩特性, 摩擦因数要小。
2) 在较高温度时要有好的抗氧化、抗老化性能, 油的安定性要好。

3) 添加剂的性质要适合钢-铜摩擦副的特殊要求, 亦即既要有好的抗极压性能和减摩、抗磨性能, 还要对铜不起腐蚀作用。适用于钢对钢齿面副的极压油对钢制齿面的点蚀和瞬时高温胶合有抑制作用, 但对蜗杆副未必有针对性; 因钢与铜的接触和胶合机理与之不尽相同, 且常用的硫磷、氯型添加剂对青铜具有活泼的腐蚀性, 易促使蜗轮齿面产生腐蚀微孔和白斑, 绿斑, 反而使磨损增加。硫铅型中极压油造成的损伤虽略小, 但仍能使青铜产生斑迹, 但当齿面的载荷较大或温升严重时, 人们也常置缓慢的铜蚀于次要地位而求助于 EP 极压添加剂, 或在油的配方上采取适当平缓极压剂腐蚀影响的种种措施^{[4][8]}。因之蜗轮油在制备时对基础油和添加剂的复合、选配就较复杂些。

4) 油在低温时要有良好的流动性, 亦即倾点要低。这一点对于蜗杆传动常用高粘度的润滑油来说尤其重要, 因为当环境温度低于零度以下时, 蜗杆传动启动过程中由于油的凝固, 将造成啮合区缺油现象, 产生严重事故。

5) 对于一般直馏矿物油或含添加剂的矿物基础油, 其适用温度应保证在 $-10^{\circ}\text{C} \sim +100^{\circ}\text{C}$ 。对于特殊炼制的合成油, 其温度范围要保证在 $-30^{\circ}\text{C} \sim +100^{\circ}\text{C}$ (短时 $+120^{\circ}\text{C}$)。

4.2.2 蜗杆传动润滑油的品种

基于上述要求, 目前国际上倾向于用下列品种的润滑油供蜗杆传动润滑 [1] [2] [8] [9] [10]。

(1) 合成油 (Synthetic Oils) 这类油由聚乙二醇或聚醚等有机化合物合成, 含有特殊配剂, 具有较低的摩擦因数, 可降低蜗杆、蜗轮的摩擦磨损, 提高效率, 抗老化性能强, 可承受较高的工作温度, 容许的温升极限高。温度适应范围宽 ($-30^{\circ}\text{C} \sim +100^{\circ}\text{C}$), 倾点低, 便于低温下启动。此外, 合成油的寿命长, 可延长换油周期。不足之处是跑合性能略差; 对皮革类密封起收缩作用, 但腈类耐油橡胶密封无影响; 对油漆有软化

作用,箱体溅油的面积可涂以环氧树脂。目前,国外蜗杆传动润滑油有趋向用合成油,某些石油公司还添加了适度的中极压剂。合成油还能适用于长期连续工作的传动。使用中注意合成油不能与矿物油相混合。

对于合成蜗轮油,经作者实地调研,德国较普遍采用 Klüber 的 Syntheso D460EP,效果极好,该油品 VI = 260,闪点 > 200°C,倾点 - 35°C, FZG 试验 > 12 级。

合成蜗轮油国内已有某些产品,成分与效果虽与国外不尽相同,也取得较好进展。

(2) 复合油 (Compounded Oils) 它是以矿物油为基础油(如气缸油等),加入 3%~10%(一般为 5%)的动物脂复合而成,某些复合油含硫铅型等极压剂。它的特点是摩擦因数小,有利于防止发热过高,并适用于要求经常起动和停歇的传动(如起重设备)。70 年代后用复合油作蜗杆传动润滑极为普遍,工作较理想。通用的油品牌号为 AGMA/Comp (粘度相当于 ISO VG460), AGMA 8 Comp (ISO VG680), 和 AGMA 8A Comp (ISO VG1000)。国外环面蜗杆传动除用合成油外亦有用 AGMA 8 Comp (ISO VG680) 和 AGMA 8A Comp (ISO VG 1000) 润滑油。

复合油最高工作温度一般到 +80°C。它也有某些缺陷,安定性较差,稠化率相对地较高,高温时比直馏矿物油易析出沉淀物,以及换油周期较短。国内复合油已有类似试制产品,普通油脂型(基础油为矿物油)复合蜗轮油能提高传动效率,但重载时抗极压性能不足,效率下降,重载油脂型极压复合蜗轮油含有 EP 添加剂,效果要好些。

(3) 矿物油和极压矿物油 合成油对蜗杆传动虽较理想,也是发展主要方向,但目前价格相对要略贵。因此在轻载、低速或次要的传动,也采用粘度较高而不含极压剂的工业齿轮油(矿物油)润滑。

至于极压齿轮油(矿物油系)用于蜗杆传动,虽有种种非议,但权衡利弊和从某些效果出发,一些著名蜗杆传动制造商如德国 Flender, 英国 David Brown 公司,以及 D. Root^①等除推荐合成油、复合油外,目前也仍推荐极压齿轮油作为蜗杆传动用油,使用情况一般还满意,其中如 Mobil 的 630, 632, 634, 636 系列, BP 的 Energol GR-XP220, 320, 460, 680 系列, ESSO 的 Sparton EP220, 320, 460, 680 系列, Shell 的 Omal-220, 320, 460, 680 系列等。这类油的工作温度范围

一般为 -10°C~+100°C。

锥蜗杆传动则用双曲线齿轮油润滑。

我国对蜗杆传动专用润滑油的研制工作,起步较晚,但已取得明显进展,多家大油厂已有各自品牌的蜗杆传动油生产。国内外常用的蜗杆传动润滑油品的牌号及粘度值,见表 6.1-2。

4.2.3 粘度的选择

蜗杆传动润滑油的粘度值可按滑动速度 v_s , 参照表 6.1-3 选取。表值适用于蜗杆下置的浸油润滑方式;如系蜗轮下置浸油润滑,须将表中粘度值提高 30%~50%,但最高不应超过 $v_{10} = 680 \text{ mm}^2/\text{s}$ (即 ISO VG680)。对于速度有变化的传动,选取时以最高转速和最低转速的平均值来计算滑动速度,见式(6.1-4)。也可用其中有代表性的长期转速计算滑动速度,以此查取粘度值。

对于压力喷油润滑应取粘度稍低的油,便于管路循环。喷油压力 $(1.5 \sim 2.5) \times 10^5 \text{ Pa}$ 。循环系统中如有过滤式冷油器等时选粘度 $v_{10} = 90 \sim 165 \text{ mm}^2/\text{s}$ 的润滑油 (ISO VG100~VG150)。无回油冷油器时,选粘度 $v_{10} = 220 \text{ mm}^2/\text{s}$ (ISO VG220) 的油。

4.2.4 常用粘度值的换算

以往惯用 50°C 时的粘度,现国家标准 GB 和 ISO 都已统一使用 40°C 时的粘度为标准。

常用粘度级的换算见表 6.1-4。

4.3 润滑油的更换及清洗

1) 蜗杆减速器的跑合阶段十分重要而且必不可少。经 300~600h 跑合运转后,必须重新更换润滑油;换油时旧油中呈现光亮的青铜磨损微末无关重要,这是跑合过程必然后果。

2) 此后每隔 2000~4000h 的动转后(根据载荷及工况)应及时更换新油;最长不应超过 12~18 个月。

3) 换油时须装入原来牌号的油。不同厂商、不同牌号的油品切忌掺混使用;合成油不能与以矿物油为基础油的油品混合。

4) 换新油时,应对箱体内部进行清洗、冲刷干净。清洗时应用原来牌号的油冲刷,粘度高的油可在使用前预热(使用石蜡制剂清洗会造成密封损坏)。

5) 对要长期运转的蜗杆传动优先采用合成油润滑。

6) 蜗杆减速器的大致装油量及喷油量见表 6.1-5。

① Donald C. Root: "Select the Right Gear Oil", ASLE Preprint 75AM-6A-3.

表 6.1-2 国内外常用的蜗杆传动润滑油的牌号及粘度

油 品	粘度等级		海 滑 油 牌 号 举 例																					
	ISO	GB	沈阳化工厂		兰州炼油厂		茂名石油公司		合成极压蜗杆油		普通		重载极压		WA型		WB型		WS型					
			蜗杆油	蜗杆油	蜗杆油	蜗杆油	蜗杆油	蜗杆油	蜗杆油	蜗杆油	蜗杆油	蜗杆油	蜗杆油	蜗杆油	蜗杆油	蜗杆油	蜗杆油	蜗杆油	蜗杆油	蜗杆油	蜗杆油			
合 成 油	VG1000	1000																						
	VG680	680																						
	VG460	460																						
	VG320	320																						
(包括极压矿物油及复合油)	VG220	220																						
	VG1000	1000																						
	VG680	680																						
	VG460	460																						
VG320	320																							
VG220	220																							

注: 1. 国外油品荐用牌号摘自: [1]Flender Co: CAVEX Schneckengetriebe, K88D/EN 1992, 以及综合其他样本、资料。

2. 沈阳化工厂“合成极压蜗杆油”摘自“辽沈企标 Q2945-86”。该油采用石蜡为原料精制而成的基础油, 加入多种极压抗磨剂、油性剂(合成酯等)调制而成。极压剂为硫磺型, VI ≥ 110, 凝点 10°C。

3. 兰州炼油厂“重载蜗杆油”为油脂复合极压油, 基础油为矿物油, 加有 3%~10% (质量分数) 脂肪油及极压(EP)剂。参照 ML-L-18486B(OS) 1982 规格研制, VI-90, 凝点 -12°C, 铜蚀 1 级。

4. 茂名 WA-蜗杆油是以矿物油为基础油的油脂复合油, WB 蜗杆油是以矿物油为基础的极压油, WS 型含有非活性硫脂肪防磨添加剂, 是超微型蜗杆油。三者粘度指数 VI 不小于 90, 凝点 -5°C, 铜蚀 1 级。

5. 根据德国 Flender 公司对蜗杆减速器用油的规定(见文献 [1]P. 88): 蜗杆油油的承载能力必须达到 FZG-12 级, 还不出现胶合失效才认为合格(试验方法见 DIN51354 或石油部标准 SY2691-84)。在选择油品时这点应予重视(目前国内产蜗杆油尚未能达 FZG-12 级)。

6. 常用粘度值换算参见表 6.1-4。

7. 本表所列不同牌号的油品, 虽属同一粘度值, 其承载特性不尽相同, 绝不能等量视之, 用户应结合本身工况, 通过试验慎选。

表 6.1-3 蜗杆传动润滑油粘度的选取^[12]

(1) 按滑动速度选取(表内粘度值用于蜗杆下置浸油润滑,若蜗轮下置可将粘度值提高30%~50%)		
滑动速度 v_s / (m/s)	≤ 1.5	$> 1.5 \sim 3.5$
粘度值 ν_{40} / (mm ² /s)	> 612	288~352
ISO-VG 级或 GB 级	680	320
		> 10
		198~242
		220

(2) 按中心距及蜗杆转速选取^[13]

类型	中心距 a / mm	蜗杆转速 n_1 / (r/min)	环境温度 $-10 \sim +10^\circ\text{C}$		环境温度 $+10 \sim 50^\circ\text{C}$		蜗杆转速 n_1 / (r/min)	环境温度 $-10 \sim +10^\circ\text{C}$		环境温度 $+10 \sim 50^\circ\text{C}$	
			AGMA 粘度级	ISO-VG 或 GB 级	AGMA 粘度级	ISO-VG 或 GB 级		AGMA 粘度级	ISO-VG 或 GB 级	AGMA 粘度级	ISO-VG 或 GB 级
圆柱蜗杆传动	≤ 150	≤ 700	7Comp, 7EP	460	8Comp, 8EP	680	> 700	7Comp, 7EP	460	8Comp, 8EP	680
	$> 150 \sim 300$	≤ 450	7Comp, 7EP	460	8Comp, 8EP	680	> 450	7Comp, 7EP	460	7Comp, 7EP	460
	$> 300 \sim 450$	≤ 300	7Comp, 7EP	460	8Comp, 8EP	680	> 300	7Comp, 7EP	460	7Comp, 7EP	460
	$> 450 \sim 600$	≤ 250	7Comp, 7EP	460	8Comp, 8EP	680	> 250	7Comp, 7EP	460	7Comp, 7EP	460
环面蜗杆传动	≤ 150	≤ 700	8Comp	680	8A Comp	1000	> 700	8Comp	680	8Comp	680
	$> 150 \sim 300$	≤ 450	8Comp	680	8A Comp	1000	> 450	8Comp	680	8Comp	680
	$> 300 \sim 450$	≤ 300	8Comp	680	8A Comp	1000	> 300	8Comp	680	8Comp	680
	$> 450 \sim 600$	≤ 250	8Comp	680	8A Comp	1000	250	8Comp	680	8Comp	680
	> 600	≤ 200	8Comp	680	8A Comp	1000	> 200	8Comp	680	8Comp	680

注: 1. 本表(1)取材于^[12]; 表(2)取材于^[13]及 AGMA 250.04-1981; 粘度值按表 6.1-4 换算。油品牌号见表 6.1-2。

2. 蜗杆转速 $n_1 > 2400$ r/min 或滑动速度 $v_s > 10$ m/s 时, 应采用压力喷油润滑, 此时应选用较本表中推荐的粘度值要低的油。

3. 表中“Comp”指复合油, “EP”指极压齿轮油, 数字为 AGMA 润滑油级别。对于圆柱蜗杆传动, 两种油均可适用^[13], 环面蜗杆传动如拟采用 EP 油时, 应经蜗杆减速器制造厂的建议。亦可采用合成油作各类蜗杆传动的润滑, 其粘度值同上推荐的级别。

表 6.1-4 常用粘度级的换算^[1]

ISO-VG 及 GB 粘度级	粘度中值 40°C 时 /(mm ² /s) 或 cSt	运动粘度的范围 40°C 时 /(mm ² /s)或 cSt		赛氏秒 Saybolt 40°C 时 中值/SSU	AGMA 润滑油 级号 N ^o 40°C 时	SAE 齿轮油 级号	相当于 50°C 时的粘度级 /(mm ² /s)或 cSt	DIN51502 50°C 时 的粘度值 /(mm ² /s)或 cSt
		min	max					
32	32	28.8	35.2				22	25±4
46	46	41.4	50.6	214	1EP		32	36±4
68	68	61.2	74.8	316	2.2EP		42	49±5
100	100	90.0	110	464	3.3EP		61	68±6
150	150	135	165	696	4.4EP	80	89	92±7
220	220	198	242	1020	5.5EP	90	126	114±8~144±11
320	320	288	352	1484	6.6EP		180	169±13
460	460	414	506	2132	7EP	140	251	225±25
680	680	612	748	3152	7Comp(复合) 8EP		360	324±35
1000	1000	900	1100	4635	8Comp(复合) 8AEP 8A Comp		513	

注: 1. 各种粘度级的换算为近似值。50°C 时的粘度(mm²/s)是粘度指数 VI=95 时的值。

2. ISO-VG 粘度级的粘度范围容许有±10%的变动。

表 6.1-5 蜗杆减速器的大致装油量及喷油量

中心距 a/mm	65	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	320	360	400	450	500
油池润滑 ^① 装油量/L	0.6	1.2	2.3	4	6	8.5	12	15	20	26	35	48	63	82	112	150
喷油量/(min) ^②	—	—	2	3	3	4	4	6	6	10	10	15	15	20	20	20

① 浸油深度须符合图 6.1-4 要求。

② 泵油压力(1.5~2.5)×10⁵Pa。

5 蜗杆传动齿面啮合摩擦因数

蜗杆传动齿面啮合摩擦因数 μ (或 $\rho = \arctan \mu$)，国内尚未进行系统的测试工作，缺乏充分的数据供工程设计应用；以往教材及工程文献所用的 μ 或 ρ 值，多引自前苏联文献。目前，有关蜗杆传动摩擦因数的资料，除美国 AGMA440.04-1971 和英国 B. S. 721-1963 为国际上所引用外，下列资料主要引自[2]，可供普通圆柱蜗杆、圆弧圆柱蜗杆传动以及环面蜗杆传动等设计时参考：

起动时齿面的静摩擦因数 $\mu_A \approx 0.1 \sim 0.14$ 。由静止开始起动时可认为滑动速度 $v_s = 0$ ， μ_A 与齿廓形状和接触线分布状况无关，数值的大小仅和材料

副的跑合和表面粗糙度状况的完善程度而定。

运转中的齿面啮合摩擦因数 μ 可按下式计算[2]：

$$\mu = \mu_0 Y_w \sqrt{v_s/v_\Sigma} \sqrt{R_z/R_{z0}} \quad (6.1-6)$$

式中

μ_0 ——标准圆盘滚子试件的摩擦因数，亦即在规定的材料组合、润滑油品、赫兹应力 σ_H 、表面粗糙度 R_{z0} 以及在一定的滑动速度—合成速度之比 v_1/v_Σ 等条件下在圆盘试验机上获得的试验值，查图 6.1-

Y_w ——材料组合校正系数;用以考虑蜗杆、蜗轮材料组合不同于标准试件的材料组合时对摩擦因数的影响,可查表 6.2-5;

R_z ——设计蜗杆的齿面粗糙度 μm (R_z 对 R_a 的换算见一般工程手册)。磨削时:当模数 $m \leq 8\text{mm}$, $R_z \leq 3 \sim 4\mu\text{m}$, 当 $m > 8\text{mm}$, $R_z \leq 3\mu\text{m}$ 。铣削时:当 $m \leq 8\text{mm}$, $R_z \leq 12.5\mu\text{m}$; 当 $m > 8\text{mm}$, $R_z \leq 25\mu\text{m}$ 。如经研磨抛光 R_z 还要减小;

R_{z0} ——标准圆盘试件的表面粗糙度, $R_{z0} = 3\mu\text{m}$;

v_1/v_2 ——由计算机 CAD 解得的平均滑合比,亦即滑动速度 $v_s (=v_1 - v_2)$ 与合成速度 $v_z (=v_1 + v_2)$ 的比值 (v_1, v_2 为蜗杆、蜗轮的线速度);根据不同齿形的蜗杆,其范围在 1.2~4.0 之间。下面的平均值,可供各型蜗杆近似应用[2]:

$v_1/v_2 \approx 2.7$ ——对于 ZA、ZN、ZK、ZI 蜗杆(见本篇第 2 章),当 $x_2 \approx 0$ 时;对其他变位系数可近似用之。

$v_1/v_2 \approx 2.2$ ——对于 ZC 蜗杆(见本篇第 3 章),当 $x_2 \approx +0.5$ 时;其他变位系数,亦可近似用之。

对于环面蜗杆传动,可自行估算 v_1/v_2 的平均值后查取。

从式(6.1-6)可以看到,蜗杆传动的啮合摩擦因数和具体的摩擦副材料(由 Y_w 考虑)、滑合比 v_1/v_2 (与油膜形成有关;由齿形参数及运动参数决定)、以及齿面粗糙度、润滑剂等因素有关。对于十分重要的传动,亦可自行在双圆盘试验机上根据实际工作条件测定 μ_0 值。

由实验得出的 μ_0 (见图 6.1-6)代入式(6.1-6)求得啮合摩擦因数 μ 及啮合摩擦角 ρ 后,即可由式(6.1-2)或式(6.1-3)求出蜗杆副的啮合效率 η_1 。

从图 6.1-6 可以看出,采用合成油可以较大幅度

地降低啮合摩擦因数,提高传动效率。目前,蜗杆传动效率计算中都趋向考虑油品与材料组合类型,并通过实验手段(双圆盘抗模拟试验[2]或蜗杆副台架试验)针对工况参数条件,获取啮合摩擦因数的较确切数值来衡量蜗杆传动的效率。文献[2]为此,而近年公布的 DIN3996 轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ 的圆柱蜗杆传动承载能力计算方法(草案,1995)中有关效率计算部分,也将啮合效率与润滑油品种密切联系,提供了新的实验曲线和回归计算式。这比早前采用传统估取摩擦因数的方法(见表 6.1-1)要更切合实际。

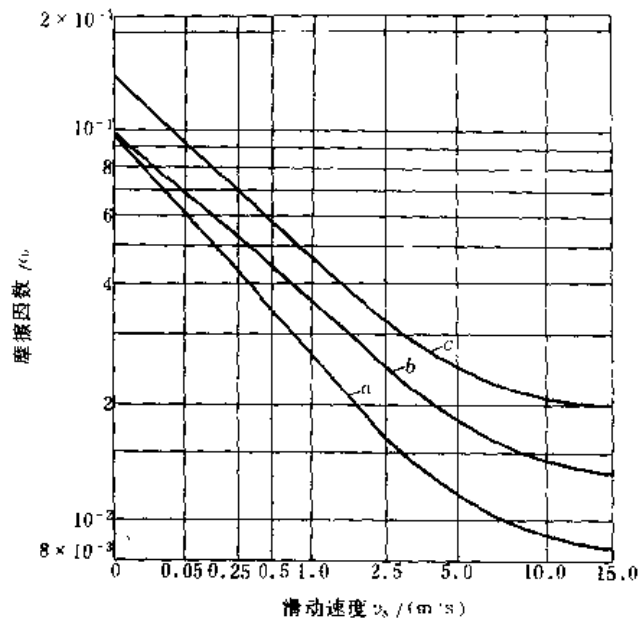


图 6.1-6 双圆盘试验机上测得的摩擦因数 μ_0 。曲线 a 和 b 的圆盘试件材料为渗碳淬火钢(蜗杆用材, $(60 \pm 2)\text{HRC}$, 磨削, $R_z = R_{z0} = 3\mu\text{m}$)及铸造锡青铜 GZ-CuSn12(蜗轮用材,性能见表 6.2-5,离心铸造)。表面赫兹应力 $\sigma_H = 300\text{N/mm}^2$;滑合比: $v_1/v_2 = 1$;圆盘用喷油润滑,喷油温度 80°C (模拟蜗杆传动许用最高油温)。曲线 a——用合成油(聚乙二醇型), $\nu_{40} = 150\text{mm}^2/\text{s}$;曲线 b——用矿物油, $\nu_{40} = 220\text{mm}^2/\text{s}$ 。曲线 c——是 B.S. 721-1963(英国标准)所提供的蜗杆传动摩擦因数数据。供参考对比(用普通矿物油润滑)

第 2 章 普通圆柱蜗杆传动

1 普通圆柱蜗杆传动的类型及特点

普通圆柱蜗杆的齿形多用成形线为直线的刀具加

工而成。由于刀具安装的方位不同,生成的螺旋面在不同截面中齿廓曲线形状亦不同。按蜗杆齿廓曲线的形状,普通圆柱蜗杆可以分为以下几种。

1.1 阿基米德圆柱蜗杆—ZA 蜗杆

如图 6.2-1 所示,蜗杆齿面为阿基米德螺旋面。端面齿廓为阿基米德螺旋线,轴向齿廓为直线,法向齿廓为凸廓曲线。在与之相啮合的蜗轮中间端截面中,蜗轮齿廓为渐开线,因之蜗杆轴向的啮合类似于渐开线斜齿圆柱齿轮与齿条的啮合,此种蜗杆可用直刃车刀在车床上加工,制造和检验方便。批量大时亦能用斜齿插齿刀铣切(图 6.2-1c)。阿基米德蜗杆难以用直廓砂轮磨削出精确齿形,不便采用硬齿面工艺,因之齿的精度和表面粗糙度均受到局限,影响效率的提高。当其导程角较大时($\gamma > 15^\circ$),径向车削也较困难。此外,若要精确磨削此型的蜗轮滚刀,砂轮必须做成曲线齿廓,工艺复杂。因之 ZA 蜗杆目前基本上已很少应用。

1.2 法向直廓圆柱蜗杆—ZN 蜗杆

蜗杆齿廓在法向截面中为直线,由此得名。齿廓在蜗杆轴向截面中微呈凹形曲线,故为曲线齿廓;在端截面中,齿廓理论上为延伸渐开线。切削蜗杆时,直线刃成形刀具所在的平面垂直于通过分度圆柱上齿槽或齿厚中点处的螺旋线,并在该点与蜗杆轴线倾斜一个分度圆导程角 γ 。在通过分度圆柱齿槽或齿厚中点处的法向截面中,其相应的齿廓为直线(见图 6.2-2)。刀具法向放置,有利于切削导程角大的多头蜗杆($\gamma > 15^\circ$)。批量生产时,亦可近似用小直径盘形铣刀或指状铣刀铣切。ZN 蜗杆传动一般难以用磨削法加工出高精度的蜗轮滚刀,故常用飞刀切出蜗轮。

1.3 渐开线圆柱蜗杆—ZI 蜗杆

图 6.2-3 所示,蜗杆齿面为渐开线螺旋面。端面齿廓为渐开线;在切于基圆柱的轴截面内,齿廓一侧为直

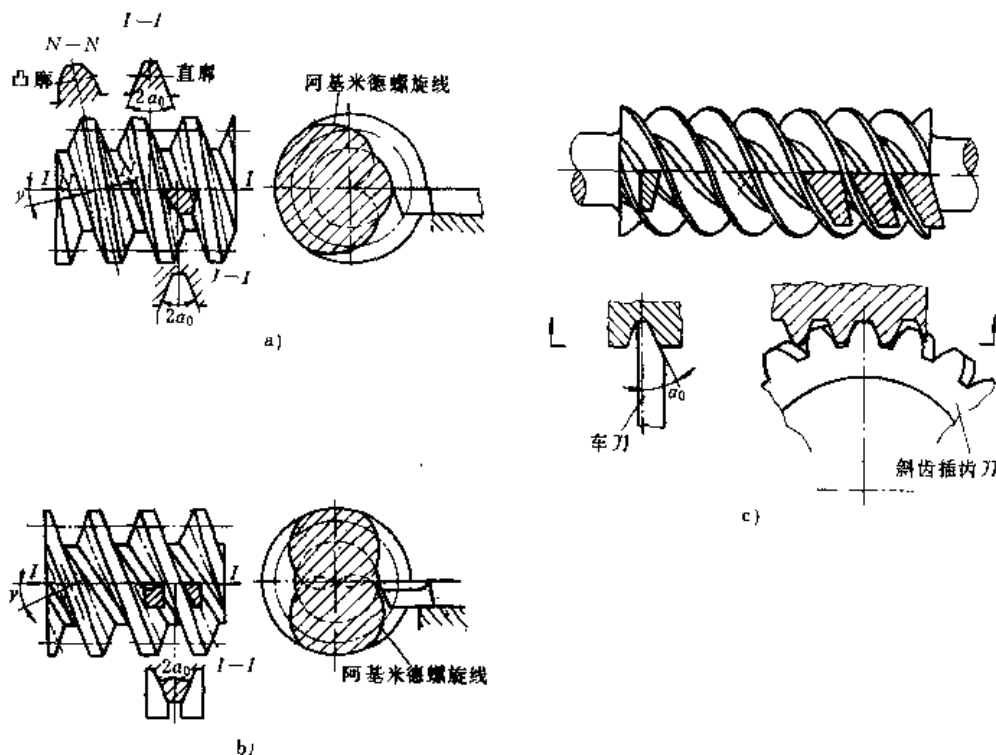


图 6.2-1 阿基米德圆柱蜗杆(ZA)

a) $\gamma \leq 3^\circ$ 时用一把刀车削 b) $\gamma > 3^\circ$ 时用两把刀车削 c) 批量大时用斜齿插刀铣切

⊖ DIN3975 将此种铣削方法列入 ZN 蜗杆中,实际应属 ZK 型,故只能作为铣削 ZN 型的近似手段。

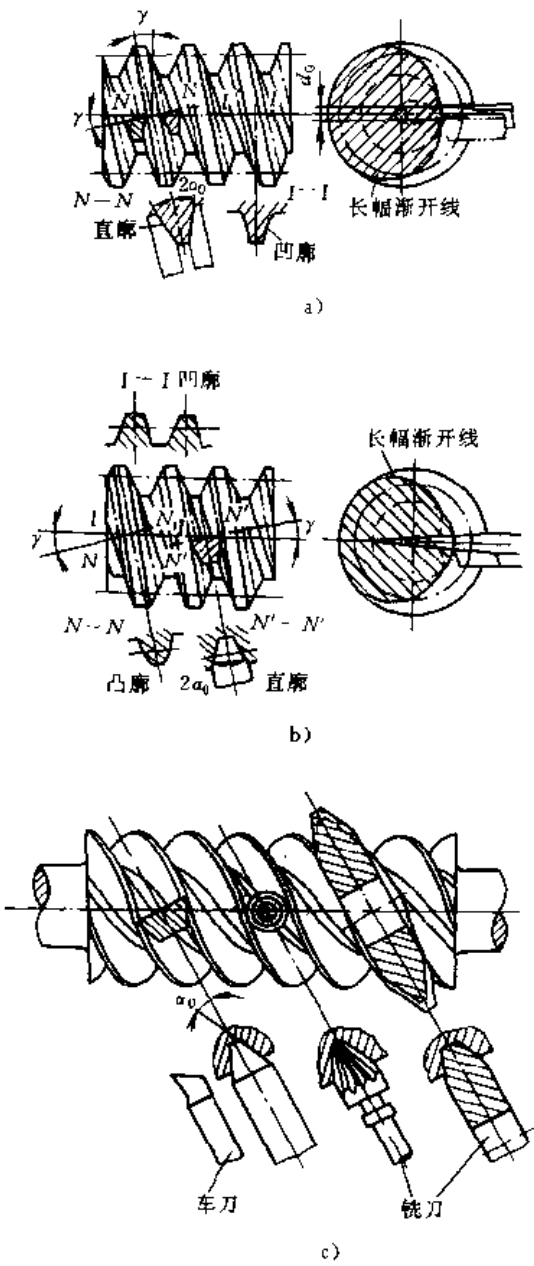


图 6.2-2 法向直廓圆柱蜗杆(ZN)
 a) 齿法向直廓 b) 齿槽法向直廓(车削)
 c) 齿槽法向直廓(作近似铣削)

线,另一侧为凸形曲线。渐开线蜗杆可视为一个齿数等于蜗杆头数的大螺旋角($\beta_0 = 90^\circ - \gamma_0$)斜齿圆柱齿轮,因此蜗杆不仅可车削,还可以象圆柱齿轮那样用齿轮滚刀滚削,并可用单面或单锥面砂轮磨削,制造精度较高,适用于成批生产和大功率传动。这是普通圆柱蜗杆传动中较理想的传动,传动效率也较高,为多数国家所采用。它在动力传动(如电梯曳引机等)和机床精密传动中应用尤为广泛。

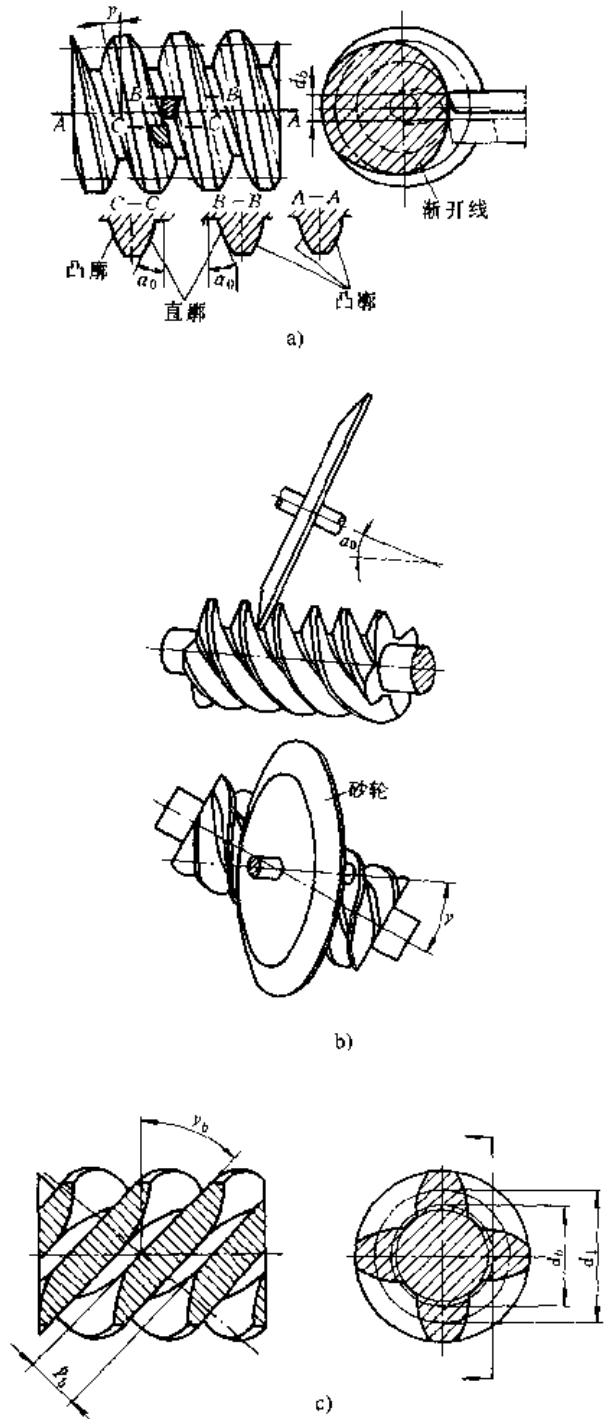


图 6.2-3 渐开线圆柱蜗杆(ZI)
 a) 车削 b) 磨削 c) 多头蜗杆的端面齿形

1.4 锥面包络圆柱蜗杆—ZK 蜗杆

蜗杆螺旋面由锥面盘状铣刀或砂轮包络而成。蜗杆轴线与刀具轴线在空间交错成分度圆柱导程角 γ 。包络形成的螺旋面是非线性的,齿廓在各个截面均呈

曲线形状[⊙]见图 6.2-4。齿形曲线的形状不仅和蜗杆几何参数有关,而且随刀盘直径的大小而变,因此要求对刀盘直径作严格检验。由于锥形盘状刀具的产形线是直线,刀具易于制造、刃磨、整修及检验,也使得蜗杆的磨削及相应蜗轮滚刀的磨削较容易。

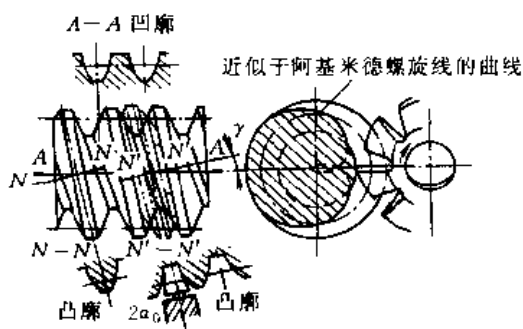


图 6.2-4 锥面包络圆柱蜗杆(ZK)

a) 铣削 b) 磨削

用上述不同类型的蜗杆与其相应的蜗轮就组成了不同类型的圆柱蜗杆传动。理论上切削蜗轮的滚刀的参数和形状必须和工作蜗杆完全一致,滚铣中心距也应和传动的中心距相同。能否有条件复制出和蜗杆形状一致的蜗轮滚刀是保证啮合质量的关键。因此传动类型的选择在很大程度上取决于所具备的工艺条件是否能精确地制造出(或获得)相应的蜗轮滚刀。事实上,由于制造误差,以及保留蜗轮滚刀刃磨余量而稍微加

⊙ 由于这个原因,当蜗杆 $\gamma < 5^\circ$ 时,齿廓曲线的形状就难以精确检测。因此 ZK 蜗杆大多用于大导程角的传动 ($\gamma > 12^\circ$),此时齿形曲线渐趋于圆弧状,便于测量也有利于接触。

大了直径尺寸等原因,切出的蜗轮齿形不可能与蜗杆齿形精确啮合,必须依靠装配后的跑合来改善和适应。因此蜗杆传动的跑合工序就显得十分重要和必不可少。不论何类圆柱蜗杆传动,只要维持良好的制造、安装精度及跑合得好,那么它们在承载能力上不会有太显著差异[5][6]。

2 普通圆柱蜗杆传动的主要参数及几何尺寸计算(轴交角 $\Sigma = 90^\circ$)

2.1 基本齿廓(GB10087—88)

圆柱蜗杆的基准齿形是指基准蜗杆在给定截面上的规定齿形,基本齿廓尺寸参数在蜗杆轴向平面内规定,见图 6.2-5。

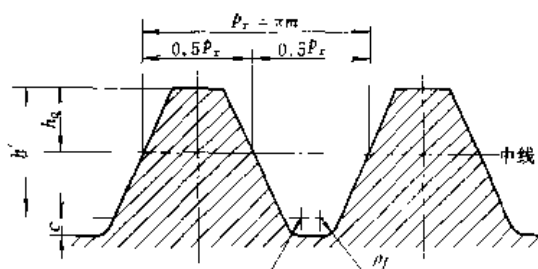


图 6.2-5 圆柱蜗杆的基本齿廓

1. 齿顶高 $h_a = 1m$, 工作齿高 $h' = 2m$; 短齿 $h_a = 0.8m$, $h' = 1.6m$ 。轴向齿距 $p_x = x m$, 中线齿厚和齿槽宽相等, 顶隙 $c = 0.2m$, 必要时 $0.15m \leq c \leq 0.35m$ 。齿根圆角半径 $\rho_f = 0.3m$, 必要时 $0.2m \leq \rho_f \leq 0.4m$, 也允许用单圆弧。齿顶允许倒圆, 但圆角半径不大于 $0.2m$ 。
2. ZA 蜗杆的轴向齿形角 $\alpha_a = 20^\circ$; ZN 蜗杆的法向齿形角 $\alpha_n = 20^\circ$; ZI 蜗杆的法向齿形角 $\alpha_n = 20^\circ$; ZK 蜗杆的锥形刀具产形角 $\alpha_\gamma = 20^\circ$ 。
3. 在动力传动中, 导程角 $\gamma \geq 30^\circ$ 时, 允许增大齿形角, 推荐用 25° ; 在分度传动中, 允许减小齿形角, 推荐用 15° 或 12° 。

2.2 模数(GB10088—88)

蜗杆与蜗轮啮合时,对于 $\Sigma = 90^\circ$ 的传动,蜗杆轴向齿距 p_{x1} 应与蜗轮端面齿距 p_{t2} 相等,因此蜗杆的轴向模数 m_{x1} 和蜗轮端面模数 m_{t2} 相等,均以 m 表示之。蜗杆模数 m 见表 6.2-1。

表 6.2-1 蜗杆模数 m 值 (GB10088-88)

(mm)	
第一系列	1; 1.25; 1.6; 2; 2.5; 3; 3.15; 4; 5; 6.3; 8; 10 12.5; 16; 20; 25; 31.5; 40
第二系列	1.5; 3; 3.5; 4.5; 5.5; 6.7; 12; 14

注: 优先采用第一系列。

2.3 导程角 γ

设蜗杆螺旋线导程为 p_{z1} , 头数为 z_1 , 轴向齿距为 p_{x1} , 则

$$p_{z1} = z_1 p_{x1} = \pi m z_1 \quad (6.2-1)$$

蜗杆分度圆柱导程角为

$$\tan \gamma = \frac{p_{z1}}{\pi d_1} = \frac{z_1 p_{x1}}{\pi d_1} = \frac{m z_1}{d_1} = z_1 / q \quad (6.2-2)$$

式中 d_1 —— 蜗杆分度圆柱直径 (mm);

q —— 蜗杆直径系数。

导程角 γ 大时, 效率高; 要求效率高的传动, 常取 $\gamma = 15^\circ \sim 30^\circ$, 此时多采用多头蜗杆, 并采用法向进刀的非阿基米德蜗杆, $\gamma > 30^\circ$ 的传动也常见应用, 但 $\gamma > 30^\circ$ 后, 易使蜗杆齿出现根切和变尖现象。

为此, 常改用大的齿形角 $\alpha_n = 25^\circ$ 或 30° ; 或可将齿高作适当降低, 经验推荐在 $\gamma > 30^\circ$ 后, γ 每增加 1° 就把整个齿高缩短 2%, 以防止螺牙的根切和变尖 (例如 $\gamma = 35^\circ$ 时, 则齿顶高, 工作高度, 和全齿高均按此例缩短 10%)。对多头蜗杆, Dudley [3] 建议 $\gamma \leq z_1 \times 6^\circ$, 例如 $\gamma = 30^\circ$, z_1 应 ≥ 5 。

当 $\gamma \leq 3^\circ 30'$ 时, 则机构自锁。

2.4 蜗杆分度圆直径 d_1 和蜗杆直径系数 q

按 GB10085-88 及 GB10088-88 的规定, 蜗杆分度圆直径 d_1 选取时必须采用标准系列值 (表 6.2-2)。由于蜗轮滚刀的直径等参数和工作蜗杆的直径等参数必须相同, 为限制蜗轮滚刀数目不致过多, 所以将蜗杆直径进行标准化。

表 6.2-2 蜗杆分度圆直径 d_1 值 (GB10088-88)

(mm)	
第一系列	18; 20; 22.4; 25; 28; 31.5; 35.5; 40; 45; 50; 56 53; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400
第二系列	30; 38; 48; 53; 60; 67; 75; 85; 95; 106; 118; 132 144; 170; 190; 300

注: 优先采用第一系列。

在式 (6.2-2) 中, 令蜗杆直径系数

$$q = z_1 / \tan \gamma = d_1 / m \quad (6.2-3)$$

得蜗杆分度圆直径

$$d_1 = m q = m z_1 / \tan \gamma \quad (6.2-4)$$

从上式可知, 在一定的模数 m 和蜗杆头数 z_1 时, 若限定 d_1 取标准系列值, 则 q 和 γ 就不能随意取定, 须用上式精确算出 (以前老标准则在某一模数 m 下限定了 q 值, 因之也就限定了 d_1 的数量以控制蜗轮滚刀的数量)。

新标准 GB10085-88 中 q 不再是个重要自变量, 但还予以保留, 原因是 q 在蜗杆设计中尚有其一定的物理意义。从式 (6.2-4) 可看到, 在 m 一定时, q 大则 d_1 大, 蜗杆轴的刚度及强度相应增大; 在 z_1 一定时, q 小, 则导程角 γ 增大, 效率 η_1 也就提高 (见本篇第 1 章 2 节)。故在蜗杆轴刚度等容许情况下, q 尽可能取小值。标准 GB10085-88 “圆柱蜗杆传动基本参数” 中, 对 d_1 , m , z_1 , q 和 γ 值作了合理的系列搭配, 供设计者直接选用。

2.5 传动比 i 和齿数比 u 以及齿数的选择

(1) 传动比 i

$$i = n_{+s} / n_{-s} \quad (6.2-5)$$

蜗杆主动时为减速传动 $i = n_1 / n_2$ (6.2-6)

蜗轮主动时为增速传动 $i = n_2 / n_1$ (6.2-7)

式中 n_1 —— 蜗杆转速 (r/min);

n_2 —— 蜗轮转速 (r/min)。

(2) 齿数比 u

$$u = \frac{z_{\text{大轮}}}{z_{\text{小轮}}} = \frac{z_2}{z_1} \quad (6.2-8)$$

式中 z_1 —— 蜗杆头数;

z_2 —— 蜗轮齿数。

不论减速或增速传动, 齿数比的定义不变。单级动力蜗杆传动通常 $5 \leq u \leq 50$ 。

(3) 齿数的选择 蜗杆头数 z_1 一般可取 $z_1 = 1 \sim 10$, 推荐 $z_1 = 1, 2, 4, 6$ 。要求传动比大或传递大转矩时, z_1 取小值。要求具有较高传动效率或传动速度高时 γ 要大, 故 z_1 应取大值。英国 B.S. 721-1963 推荐取 $z_1 \approx (7 + 2.4 \sqrt{a'}) / u$, 其中 a' 为啮合 (安装) 中心距 (mm)。

蜗轮齿数 z_2 的多少, 受两方面限制: z_2 多时, 同时接触的齿对数增加, 运转平稳性也有改善; 但 $z_2 \geq 80$ 后, 使蜗轮轮齿弯曲强度可能不足; 也使得蜗轮直径增大过多, 在支承结构上增大了蜗杆支承跨距, 影响到蜗

① 传动比和齿数比的定义易为一般人所混淆。传动比 i 是主动轮转速/从动轮转速, $i \geq 1$ 。减速时 $i > 1$, 增速时 $i < 1$ 。齿数比 u 是大轮齿数/小轮齿数, $u \geq 1$ 。减速时 $i = u$, 增速时 $i \neq u$ 。

(续)

名称	代号	公式及数据
蜗杆分度圆柱(中圆柱)导程角	γ	$\tan\gamma = z_1/q = z_1m/d_1$
蜗杆节圆柱导程角	γ'	$\tan\gamma' = z_1/(q+2x_2)$
渐开线蜗杆:		
基圆柱导程角	γ_b	$\cos\gamma_b = \cos\alpha_n \cos\gamma$
基圆直径	d_{b1}	$d_{b1} = z_1m/\tan\gamma_b = d_1 \tan\gamma/\tan\gamma_b$
法向基节	p_{bn}	$p_{bn} = \pi m \cos\gamma_b$
蜗杆齿顶高	h_{a1}	$h_{a1} = h_a^* m = m = 0.5(d_{a1} - d_1)$
蜗杆齿根高	h_{f1}	$h_{f1} = (h_a^* + c^*)m = 1.2m = 0.5(d_1 - d_{f1})$
蜗杆全齿高	h_1	$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 0.5(d_{a1} - d_{f1}) = h_2$ 当 $\gamma > 30^\circ$ 时, 如 $\alpha_n = 20^\circ$, 齿高应适当缩短, 见本章 2.3 节; 如 $\alpha_n = 25^\circ$, 则不需缩短
顶隙	c	$c = c^* m = 0.2m$
齿根圆角半径	ρ_f	$\rho_f = 0.3m$
蜗杆齿顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$
蜗杆齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$
蜗杆齿宽	b_1	$b_1 \approx 2.5m \sqrt{z_2 + 1}$
蜗杆螺牙分度圆轴向弦齿厚	\bar{s}_{n1}	$\bar{s}_{n1} = 0.5\pi m$, 无侧隙时
蜗杆螺牙分度圆法向弦齿厚	\bar{s}_n	$\bar{s}_n = 0.5\pi m \cos\gamma$, 无侧隙时(通常, 各类圆柱蜗杆多按法向测量齿厚)
蜗杆螺牙法向测齿高度	\bar{h}_{cn1}	$\bar{h}_{cn1} = h_a^* m + 0.5\bar{s}_n \tan\left(0.5 \operatorname{Arc} \sin \frac{\bar{s}_{n1} \sin^2\gamma}{d_1}\right)$
测棒直径	D_M	$D_M \approx 1.67m$, D_M 选标准值
蜗杆跨棒距	M_{d1}	$M_{d1} = d_1 - (p_{x1} - 0.5\pi m) \frac{\cos\gamma}{\tan\alpha_n} + D_M \left(\frac{1}{\sin\alpha_n} + 1\right)$ 对 ZN, ZI, ZK 蜗杆, $\alpha_n = 20^\circ$ (个别情况 $\alpha_n = 25^\circ$) 对 ZA 蜗杆, $\tan\alpha_n = \tan\alpha_x \cos\gamma = \tan 20^\circ \cos\gamma$
蜗轮分度圆(节圆)螺旋角	β_2	$\beta_2 = \gamma'$, 螺旋线方向同蜗杆, 习惯用右旋
蜗轮中圆螺旋角	β_{m2}	$\beta_{m2} = \gamma$
蜗轮分度圆(节圆)直径	d_2	$d_2 = d_2' = mx_2$
蜗轮中圆直径	d_{m2}	$d_{m2} = 2a' - d_1 = (x_2 + 2x_2)m = d_2 + 2mx_2$
蜗轮齿顶高	h_{a2}	$h_{a2} = (h_a^* + x_2)m = (1 + x_2)m = 0.5(d_{a2} - d_2)$
蜗轮齿根高	h_{f2}	$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_2)m = (1.2 - x_2)m = 0.5(d_2 - d_{f2})$
蜗轮全齿高	h_2	$h_2 = h_{a2} + h_{f2} = 0.5(d_{a2} - d_{f2}) = h_1$ 当 $\gamma > 30^\circ$, 如 $\alpha_n = 20^\circ$, 齿高应适当缩短, 见本章 2.3 节; 如 $\alpha_n = 25^\circ$, 则不需缩短
蜗轮齿顶圆(喉圆)直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$
蜗轮齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = d_{a2} - 2h_2$
蜗轮外圆直径	d_{e2}	$d_{e2} \approx d_{a2} + m$
蜗轮齿宽	b_2	$b_2 \approx 2m(0.5 + \sqrt{q+1})$
蜗轮齿宽(包容)角	θ	$\theta = 2\alpha_1 c \sin \frac{b_2}{d_1}$
蜗轮咽喉半径	r_{k2}	$r_{k2} = a' - 0.5d_{a2}$
端面重合度	ϵ_a	$\epsilon_a \approx \frac{0.5 \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} + m(1 - x_2)/\sin\alpha_x - 0.5d_2 \sin\alpha_x}{\pi m \cos\alpha_x}$ 其中 $d_{b2} = d_2 \cos\alpha_x$ $\alpha_x = 20^\circ$, ZA 蜗杆 $\tan\alpha_x = \tan\alpha_n / \cos\gamma$, ZN, ZI, ZK 蜗杆 $\alpha_n = 20^\circ$ 或 25°
滑动速度, 分度圆(中圆)处	v_s	$v_s = \frac{v_1}{\cos\gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \times 10^4 \cos\gamma}$
节圆处	v'_s	$v'_s = \frac{v_1'}{\cos\gamma'} = \frac{\pi d_1' n_1}{6 \times 10^4 \cos\gamma'}$

3 蜗杆传动的作用力分析

蜗杆传动齿面啮合摩擦损失较大,分析作用力时应计入摩擦力。图 6.2-8 中,设蜗杆为主动件。在蜗杆蜗轮中间平面内,假设力作用于齿高中点即蜗杆中圆

(分度圆) d_1 和蜗轮中圆 d_{m2} 处的啮合点 C 。由图可知,作用于蜗杆齿面的法向力 F_n 和摩擦力 μF_n 最后可分解成径向力 F_{r1} ,轴向力 F_{a1} 和圆周力 F_{t1} 三个力,并与作用于蜗轮齿面上的诸力大小相等方向相反。分解过程如下:

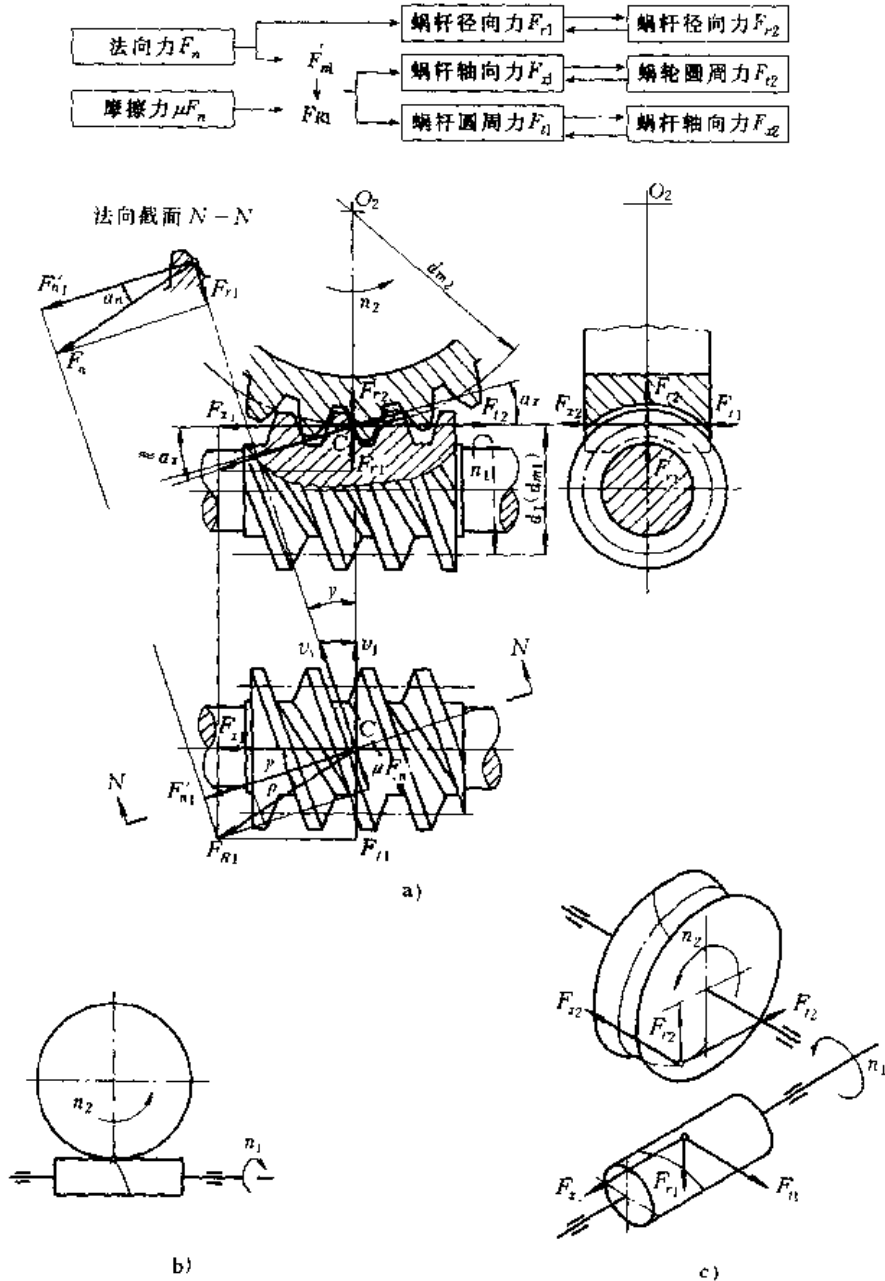


图 6.2-8 蜗杆传动的作用力分析

如蜗轮转矩 T_2 为已知条件,则

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{m2}} \quad (6.2-16)$$

如蜗杆转矩 T_1 为已知条件,则

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} \quad (6.2-17)$$

从 T_1 或 T_2 作为已知条件出发,得到的结果将完

全相同。必须注意的是: T_1 和 T_2 之间存在着齿数比 u 和啮合效率 η_1 (见式(6.1-2))的关系;当蜗杆是主动件时则

$$T_1 = \frac{T_2}{u\eta_1} = \frac{T_2 \tan(\gamma + \rho)}{u \tan \gamma} \quad (6.2-18)$$

从上述转矩关系式及图 6.2-8 中力的矢量图中可得,蜗杆为主动件时的诸作用力公式:

1) 圆周力

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_1 \eta_1 u} = \frac{2T_2 \tan(\gamma + \rho)}{d_1 u \tan \gamma}$$

$$= F_{t2} \tan(\gamma + \rho) = F_{z2} \quad (6.2-19)$$

$$F_{r2} = \frac{2T_2}{d_{m2}} = \frac{2T_1 \eta_1 u}{d_{m2}} = \frac{F_{t1}}{\tan(\gamma + \rho)}$$

$$= F_{z1} \quad (6.2-20)$$

式中齿数比 $u = z_2/z_1 = d_{m2}/(d_1 \tan \gamma)$

2) 轴向力

$$F_{a1} = F_{t1} / \tan(\gamma + \rho) = F_{r2} \quad (6.2-19a)$$

$$F_{r1} = F_{t2} \tan(\gamma + \rho) = F_{a2} \quad (6.2-20a)$$

由图 6.2-8 正视图上的力矢量图的近似关系得:

3) 径向力

$$F_{r2} = F_{r1} \approx F_{a1} \tan \alpha_x \quad (6.2-21)$$

式中 α_x ——蜗杆轴向压力角(亦即蜗轮端面压力角);对于 ZA 蜗杆 $\alpha_x = 20^\circ$;对于 ZN、ZI、ZK 蜗杆 $\tan \alpha_x = \tan \alpha_n / \tan \gamma$, $\alpha_n = 20^\circ$ (或个别情况下 $\alpha_n = 25^\circ$)。

作用在蜗杆轴和蜗轮轴上诸力的方向,与轴的旋转方向、何件主动以及螺旋线方向等有关,不能生搬硬套,应结合设计条件进行具体分析。当蜗杆、蜗轮同为右螺旋线、转向如图 6.2-8b 所示以及蜗杆为主动的情况下,轴上作用力的方向示例见图 6.2-8c。

4 圆柱蜗杆传动的承载能力计算

蜗轮轮齿形状在沿齿宽方向的各个截面上各不相同;齿面瞬时接触线呈曲线状,变化规律十分复杂;沿接触线上各点的曲率半径相对于齿宽亦是变化的,载荷分布远较其他齿轮传动复杂;迄今还难于用严密的数学解析方法建立蜗杆传动承载能力计算的理论公式。实用上如美国 AGMA,英国 B. S. 等计算标准,也大多是根据工程实践经验和试验验证归纳出的半理论、半经验性计算式,在一些影响承载能力的主要参量上用实验统计得的指数表达。

根据第 1 章第 3 节的失效形式,承载能力计算一般包括下列几方面:

1) 蜗轮齿面的疲劳点蚀计算。

2) 蜗轮轮齿的弯曲折断计算。

3) 蜗杆传动的温升验算。

4) 蜗杆轴的刚度验算等。有关蜗轮的磨损计算涉及具体工况、材料、润滑条件等众多变量,目前还不足以提供作工程设计计算用。下述计算方法主要引自文献[1]、[2]。

4.1 齿面疲劳点蚀计算

与钢制蜗杆相比,青铜(或铸铁)制的蜗轮就成为两者中的薄弱环节,因之蜗轮是强度计算的主要对象。

齿面接触应力的大小,不仅影响齿面疲劳点蚀的产生,也直接影响着齿面磨损和胶合的出现。因此,表面接触应力是衡量蜗杆传动承载能力的主要依据。

如众所周知,两曲面接触点上的表面接触基本应力 σ_{H0} 可用经典的赫兹公式来表征,蜗杆传动也不例外,即

$$\sigma_{H0} = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)} \frac{F_n}{\rho_n L}} \quad (6.2-22)$$

并令材料弹性系数为

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (6.2-23)$$

于是式(6.2-22)可化简为

$$\sigma_{H0} = Z_E \sqrt{\frac{F_n}{\rho_n L}} \quad (6.2-24)$$

上述公式中 F_n ——作用于蜗轮齿面的法向力;

L ——蜗轮齿面接触线总长;

ρ_n ——垂直于蜗轮齿面接触线的法面当量曲率半径;

μ_1, μ_2 ——泊松比,对于钢、铜合金和铸铁均可取 $\mu = 0.3$;

E_1, E_2 ——蜗杆及蜗轮材料的弹性模量, E_2 与 Z_E 等可由表 6.2-5 查得。

蜗杆传动在同一瞬间有多对齿啮合,齿面同时存在多条接触线。图 6.2-9 为投影在齿面上的接触线分布情况。啮合过程中,接触线总长 L 和当量曲率半径 ρ_n 也在不断变化。因此求解单位接触线长度上的载荷 F_n/L 及 ρ_n 比较复杂,长期未能合理解决。随着计算机技术的发展,德国 H_0 Wilkesmann 于 1974 年导出了计算蜗杆传动齿面接触应力的计算公式,为 Niemann/Winter《机械零件》教科书^[1]及 Dubbel《机械工程手册》等所引用。公式的建立过程^①如下:

推导时首先假设蜗杆蜗轮经过跑合后,赫兹应力 σ_{H0} 沿各条接触线能达到均匀分布,亦即认为:沿同一条接触线上 $\sigma_{H0} = \text{const}$,以及在同一啮合瞬时中各条接触线上的 σ_{H0} 亦相等。由式(6.2-24),单位载荷

$$F_n/L = (\sigma_{H0}^2 / Z_E^2) \rho_n$$

接触线微元 dL 上的单位载荷

$$dF_n/dL = (\sigma_{H0}^2 / Z_E^2) \rho_n \quad (6.2-25)$$

① 本文的推导引自 Dr Wilkesmann 给本章作者的通信,并经过删简和整理,这是他专为本手册第六篇提供的,顺致谢忱。

表 6.2-5 蜗杆传动常用材料的性能

蜗轮材料牌号	σ_b / MPa	$\sigma_{0.2}$ / MPa	HBS	δ_5 %	E 1×10^4 /MPa	Z_E^2 / MPa	σ_{Hlim}^1 / MPa	U_{lim}^2 / MPa	Y_w^3 —	相近的国产材料牌号	σ_b / MPa	$\sigma_{0.2}$ / MPa	HBS
铸锡青铜 DIN1705,砂型 G-CuSn12	260	140	80	12	8.83	147	265	115	1.3	铸锡青铜 GB1176-87砂型 ZCuSn10Pb1	220	130	80
同上,离心铸造 GZ-CuSn12	280	150	95	5	8.83	147	425	190	1	同上 GB1176-87 离心铸造 ZCuSn10Pb1	330	170	90
铸锡镍青铜 DIN1705砂型 G-CuSn12Ni	280	160	90	14	9.81	152.2	310	140	1.2	-	-	-	
同上,离心铸造 GZ-CuSn12Ni	300	180	100	8	9.81	152.2	520	225	0.95	-	-	-	
铸锡锌青铜 DIN1705 G-CuSn10Zn	260	130	75	15	9.81	152.2	350	165	1.3	铸锡锌青铜,砂型 GB1176-87 ZCuSn10Zn2	240	120	70
同上,离心铸造 GZ-CuSn10Zn	270	150	85	7	9.81	152.2	430	190	1	同上,离心铸造 GB1176-87 ZCuSn10Zn2	270	140	80
铸铝铁青铜 DIN1714 ^④ G-CuAl10Fe	500	180	115	10	12.26	164	250	400	1.4	铸铝铁青铜 ^⑤ ,砂型 GB1176-87 ZCuAl10Fe3	490	180	100
同上 离心铸造 ^⑥ GZ-CuAl10Fe	550	200	115	15	12.26	164	265	500	1.1 ^⑦	同上,离心铸造 ^⑥ GB1176-87 ZCuAl10Fe3	540	200	110
铸铝铁镍青铜 DIN1714 G-CuAl10Ni	600	270	140	12	12.26	164	550	270	1.4	-	-	-	
同上,离心铸造 GZ-CuAl10Ni	700	300	160	13	12.26	164	660	377	1.1 ^⑦	-	-	-	
灰铸铁 DIN1691 ^⑧ GG-25	300	120	250	-	9.81	152.2	350	150	1.4	HT250 ^⑧	250	-	250
珠光体球铁 DIN1693 ^⑧ GGG-70	790	500	260	5.5	17.50	182	490	628	1.3	QT700-2 ^⑧	686	480	231~ 304

注:本表数据,主要引自[1]。及 DIN、GB 等有关材料标准。考虑国标 GB9147-88“圆弧蜗杆减速器”蜗轮材料亦已采用 GZ-CuSn12Ni,一些引进设备亦须按国外材料作蜗轮配件,出口产品亦须按国外标准用材,故表列出德国蜗轮常用材料的强度值,供设计及修配件时参考。国产材料中较广泛采用的 ZCuSn10Pb1, ZCuSn10Zn2, ZCuAl10Fe3 等蜗轮材料可与之近似对应。

- ① 表中 σ_{Hlim} 值适用于蜗杆为钢制经渗碳淬硬 (60 ± 2) HRC (并经磨削) 的传动。
蜗杆用钢制经调质 (不磨削) 者,将 σ_{Hlim} 值 $\times 0.75$; 蜗杆用灰铸铁制 (不磨削) 者,将 σ_{Hlim} 值 $\times 0.5$ 。
- ② U_{lim} 值适用于齿形角 α_n (或 α_z) = 20° 者。当 $\alpha_n = 25^\circ$ 时,将 $U_{lim} \times 1.2$; 受反复循环载荷时,将 $U_{lim} \times 0.7$; 受短期冲击过载 (时间约 15 秒) 作静强度校核时,将 $U_{lim} \times 2.5$ 。
- ③ Y_w 为蜗杆、蜗轮材料组合对摩擦因数的校正系数,见式 (6.1-6); 表值适用于渗碳淬火磨削的蜗杆。
蜗杆用钢制经调质 (不磨削) 时,将 $Y_w \times 1.2$; 蜗杆用铸铁制 (不磨削) 时,将 $Y_w \times 1.1$ 。
- ④ Z_E 是按式 (6.2-23) 算得。
- ⑤ 铝铁类青铜抗胶合性能差,一般仅适用于低速及手动装置;宜用矿物油润滑,以利跑合。
- ⑥ 仅适用于低速及手动装置。
- ⑦ 过载时, Y_w 还会增大。

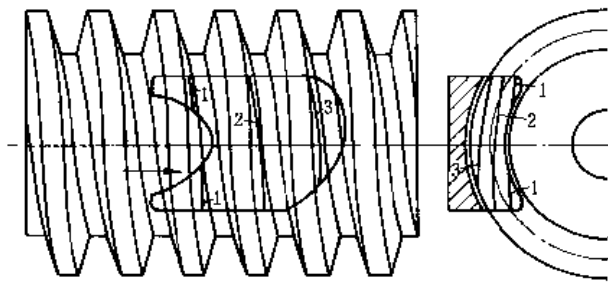


图 6.2-9 圆柱蜗杆传动的接触线

作用于微元 dL 上的法向力 dF_n 可分解为沿蜗轮圆周方向的切向力 $dF_{\tau} = dF_n \cos \tau$, 其中 τ 为通过 dL 上接触点的切向平面和蜗杆端面之间的夹角(图 6.2-10)。 F_{τ} 可化成蜗轮转矩 T_2 的关系(近似以蜗轮中圆 d_{m2} 上的关系求解)。即

$$dT_2 = dF_{\tau} d_{m2} / 2 = dF_n \cos \tau d_{m2} / 2$$

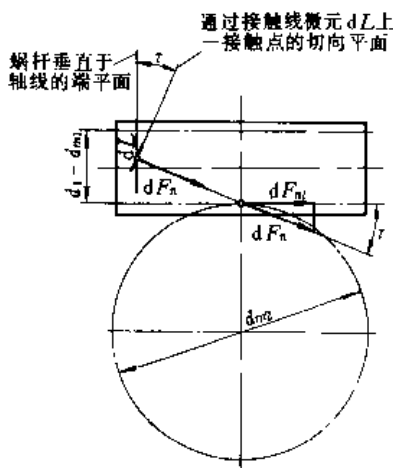


图 6.2-10 齿面接触点处的夹角 τ

由式(6.2-25)得

$$dT_2 = (\sigma_{H0}^2 / Z_k^2) (d_{m2} / 2) \rho_n \cos \tau dL \quad (6.2-26)$$

对上式积分, 得蜗轮转矩

$$T_2 = \int dT_2 = \frac{\sigma_{H0}^2 d_{m2}}{Z_k^2} \int \rho_n \cos \tau dL$$

设 $k=1 \dots m$ 为一个蜗杆齿距内同时啮合的瞬时接触线数目, 则

$$T_2 = \frac{\sigma_{H0}^2 d_{m2}}{Z_k^2} \sum_{k=1}^m \int \rho_n \cos \tau dL \quad (6.2-27)$$

或

$$\sigma_{H0} = Z_E \sqrt{\frac{2T_2}{d_{m2} \sum_{k=1}^m \int \rho_n \cos \tau dL}} \quad (6.2-28)$$

通过计算机运算, 即可求出 σ_{H0} 。

为便于工程计算, 将有关几何参量 L, ρ_n, d_{m2} 等换成 $a', (d_1/a')$ 及 Z_ρ 来表达。其中 Z_ρ 名为接触系数, 用以考虑蜗杆类型、接触线长度和当量曲率半径等对齿面接触应力的影响。在基本应力 σ_{H0} 式中, 另再考虑外部动载荷对转矩 T_2 的影响而引入使用系数 K_A (由于蜗杆传动工作较平稳且圆周速度不高, 内部动载系数 $K_v=1$)。因此式(6.2-28)最后可表达成验算公式: 齿面接触疲劳工作应力

$$\sigma_H = Z_E Z_\rho \sqrt{1000 T_2 K_A / a'^3} \leq \sigma_{HP} \quad \text{N/mm}^2 \quad (6.2-29)$$

许用接触应力

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} Z_R Z_N / S_{Hmin} \quad (6.2-30)$$

式中 Z_E ——材料弹性系数, 查表 6.2-5;

Z_ρ ——蜗杆传动接触系数, 按蜗杆分度圆直径与中心距的比值 (d_1/a') 查图 6.2-11;

K_A ——使用系数, 查表 2.5-7;

T_2 ——蜗轮转矩(N·m);

a' ——啮合中心距(mm);

σ_{Hlim} ——蜗轮轮齿的接触疲劳极限强度值(MPa), 查表 6.2-5;

Z_R ——寿命系数

$$Z_R = \sqrt[6]{25000 / L_h} \leq 1.6 \quad (6.2-31)$$

Z_N ——转速对载荷循环次数的影响系数; 当转速不变时

$$Z_N = \left[\frac{1}{(n_2/8) + 1} \right]^{1.6} \quad (6.2-32)$$

n_2 ——蜗轮转速(r/min)

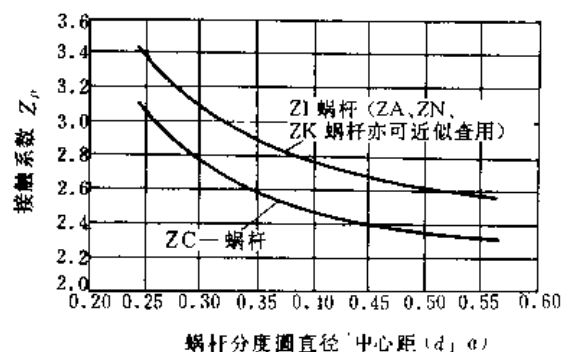


图 6.2-11 圆柱蜗杆传动的接触系数 Z_ρ

1. ZI(ZA, ZN, ZK) 蜗杆刀具齿形角 $\alpha_0 (\alpha_r, \alpha_n) = 20^\circ$, 变位系数 $x_2 \approx 0$; 其他情况近似取用。
2. ZC(圆弧圆柱) 蜗杆 $\alpha_0 \approx 24^\circ, x_2 \approx 0.5$ 。
3. (d_1/a') 按已知尺寸算出, 初步设计时按式(6.2-51)和(6.2-52)估取, u 小时取大值, u 大时取小值。

当转速有变化时

$$Z_n = \left(\frac{Z_{n0}^2 t_0 + Z_{n1}^2 t_1 + Z_{n2}^2 t_2 + \dots}{t_0 + t_1 + t_2 + \dots} \right)^{1/2} \quad (6.2-33)$$

其中 Z_{n0}, Z_{n1}, Z_{n2} 为蜗轮转速相应等于 $n_{20}, n_{21}, n_{22}, \dots$ 及时数相应为 t_0, t_1, t_2, \dots 时的转速系数(由式(6.2-32)求得)。

L_h ——工作小时数(h);对载荷无变化的间歇或短时传动,只须按实际运转时数计算,例如若载荷持续率为40%,则 $L_h = 0.4L_{hx}$ (L_{hx} 为名义总工作小时数)。当 $Z_h > 1$ 时,温升验算显得更为重要;对于短时传动,实践经验及试验均证明 $Z_h > 1.6$ 的情况也可能存在。对于载荷(蜗轮圆周力 F_{t2} 或转矩 T_2)变化的传动,则用当量寿命时数 $L_{h,eq}$ 替代 L_h ,即

$$L_{h,eq} = (tF_{t2}^3 + t_1F_{t21}^3 + t_2F_{t22}^3 + \dots) / F_{t2}^3 \quad (6.2-34)$$

式中 t ——与名义载荷 F_{t2} 相当的工作时数;

t_1 ——与载荷 F_{t21} 相当的工作时数,载荷也可直接用转矩代入式(6.2-34)。

S_{Hmin} ——疲劳点蚀计算时的最小安全系数。按机器要求的可靠度和由失效引起的后果严重性而定,一般可取 $S_{Hmin} = 1 \sim 1.3$ 。

疲劳点蚀安全系数验算公式为

$$S_H = \frac{\sigma_{Hmin} Z_h Z_n}{\sigma_H} \quad (6.2-35)$$

4.2 蜗轮轮齿的弯曲强度计算

蜗轮轮齿呈倾斜的弧状曲梁,一般不易发生齿根弯曲折断。通常齿的折断仅发生在齿数过多($z_2 > 80$)而模数过小时,或齿经长期过度磨损,齿厚过薄,受到短时过载或冲击时偶有出现。由于齿的截面形状复杂,沿齿宽方向各截面上齿形各不相同,左右齿廓形状也不对称,迄今,还无法建立可供工程设计用的弯曲应力通用解析式。根据实践认识,齿根弯曲强度主要与模数 m 和齿宽 b_2 这两个主要几何参量有关,因此采用了简单条件计算法即 U 系数法来校核。

$$U = \frac{F_{t2} K_A}{m b_2} \leq U_P = \frac{U_{lim}}{S_{Fmin}} \quad (6.2-36)$$

轮齿弯曲折断安全系数

$$S_F = \frac{U_{lim}}{U} = \frac{U_{lim} m b_2}{F_{t2} K_A} \geq S_{Fmin} \quad (6.2-37)$$

式中 F_{t2} ——蜗轮圆周力(N);见式(6.2-20);

K_A ——使用系数,查表2.5-7;

m ——蜗杆轴向模数亦即蜗轮端面模数(mm);

b_2 ——蜗轮齿宽(mm);见表6.2-4;

U_P ——许用 U 系数;

U_{lim} ——蜗轮弯曲计算时的极限 U 系数,查表6.2-5,载荷反复循环时乘以0.7; $\alpha_n = 25^\circ$ 时乘以1.2;短期冲击过载静强度乘以2.5;

S_{Fmin} ——弯曲计算时的最小安全系数,按机器要求的可靠度和重要性而定,通常 $S_{Fmin} = 1 \sim 1.7$ 。

4.3 蜗杆传动的温升计算

为保证蜗杆传动正常运转,温升验算十分重要。

蜗杆传动的啮合、轴承、密封等摩擦损耗以及搅油损耗等导致了减速器的温升和发热现象。当油温超过 100°C 时,润滑油迅速老化,添加剂开始析出,密封圈粘着,随之加速了齿面磨损、点蚀和胶合的发生。为此须将减速器的温升稳定在一定的范围内。保持温升不超过一定值的必要条件是单位时间内的发热量与散热量平衡,亦即

总损耗功率 $P_v \leq$ 散热功率 Q_{ab}

温升安全系数 S_T 的验算公式为

$$S_T = \frac{Q_{ab}}{P_v} \geq 1 \quad (6.2-38)$$

(1) 蜗杆传动的总损耗功率 P_v

1) 蜗杆主动时

$$P_v = P_1(1-\eta) = \frac{P_2}{\eta}(1-\eta) \quad (6.2-39)$$

式中 P_1 ——蜗杆输入功率(kW);

P_2 ——蜗轮输出功率(kW);

η ——总效率,见式(6.1-1)及(6.1-2)。

2) 蜗轮主动时

$$P_v = P_2(1-\eta) = \frac{P_1}{\eta}(1-\eta) \quad (6.2-40)$$

式中 η ——总效率,见式(6.1-1)及(6.1-3)。

(2) 油池润滑时的散热功率 Q_{ab} (kW)

$$Q_{ab} = \vartheta_{\infty} A_{ca} k_{ca} \quad (6.2-41)$$

1) 箱外壁的持久稳定温升 ϑ_{∞} (K)

$$\vartheta_{\infty} = \left[(\vartheta_L - \vartheta_m) / (1.03 + 0.1 \sqrt{n_1/1000}) \right] - 1.5 \quad (6.2-42)$$

式中 ϑ_L ——油池油温($^\circ\text{C}$);取 $\vartheta_L \leq \vartheta_{Lim} = 70 \sim 80^\circ\text{C}$;

ϑ_m ——箱外周围空气温度($^\circ\text{C}$);

n_1 ——蜗轮转速(r/min)。

2) 散热面积 A_{ca}

箱体有好的散热肋片 $A_{ca} \approx 9 \times 10^{-5} a^{1.85} (\text{m}^2)$

箱体散热肋片较少 $A_{ca} \approx 9 \times 10^{-5} a^{1.8} (\text{m}^2)$

(6.2-43)

式中 a ——蜗杆传动中心距(mm)。

3) 传热系数 $k_{ca} (\text{kW}/\text{m}^2\text{K})$

蜗杆下置时:

有风扇

$$k_{ca} \approx 6.6 \times 10^{-3} \left[1 + 0.4 \left(\frac{n_1}{60} \right)^{0.75} \right] \quad (6.2-44)$$

无风扇

$$k_{ca} \approx 6.6 \times 10^{-5} \left[1 + 0.23 \left(\frac{n_1}{60} \right)^{0.75} \right] \quad (6.2-45)$$

蜗杆上置时:将上式 k_{ca} 乘以 80%, 因考虑上置时油的飞溅冷却作用较差。

蜗杆侧置(蜗轮轴垂直放置而轮宽有一半浸油)时:可照蜗杆下置处理。

装于车辆上在行车中风冷的蜗杆减速器:

$$k_{ca} \approx 5.5 \times 10^{-3} (1 + 0.1v_n) \quad (6.2-46)$$

式中 v_n ——风速(m/s);可取风速等于车速。

(3) 喷油循环润滑时的散热功率 Q_{ab} (kW)

$$Q_{ab} = c\rho Q_K (\vartheta_{in} - \vartheta_{out}) \quad (6.2-47)$$

式中 c ——润滑油的比热容, $c \approx 1.7 \text{ kWs}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;

ρ ——油的密度, $\rho \approx 900 (\text{kg}/\text{m}^3)$;

ϑ_{in} ——油流入油冷却器时的温度 $^{\circ}\text{C}$; $\vartheta_{in} \leq 70 \sim 80^{\circ}\text{C}$;

ϑ_{out} ——油流出油冷却器时的温度,即供油温度 $^{\circ}\text{C}$;

Q_K ——油的流量 (m^3/s) ;如果流量未事先规定,亦可联立解式(6.2-47)及(6.2-38),从热平衡要求解算所需流量,即

$$Q_K \geq \frac{P_{21}(1-\eta)}{c\rho(\vartheta_{in} - \vartheta_{out})} \quad (6.2-48)$$

喷油润滑面同时有局部浸油时仅作为辅助措施,不作油池散热计算。油泵压力一般为 $1.5 \times 10^5 \text{ Pa}$ 左右。

(4) 蜗轮平均功率 P_{2m} (kW) 功率变动的传动,取蜗轮平均功率 P_{2m} 代入式(6.2-39)计算:

$$P_{2m} \approx \frac{P_{2(1)}t_{(1)} + P_{2(2)}t_{(2)} + \dots}{t_{(1)} + t_{(2)}} \quad (6.2-49)$$

式中 $P_{2(1)}$ ——蜗轮在时间为 $t_{(1)}$ 时的输出功率(kW);其他类推。

当温升验算通不过时可采取下述措施:

- 1) 在箱体上多加散热肋片;
- 2) 采用风冷或循环强迫冷却(油池内添冷却蛇形

水管或循环喷油);

3) 采用摩擦因数小的合成润滑油;

4) 改变设计,加大箱体尺寸。

4.4 蜗杆轴的刚度计算

蜗杆轴的强度计算可参照材料力学方法处理。刚度验算对蜗杆轴的设计必不可少,因为蜗杆轴刚度不足时将严重影响齿的正常啮合,造成偏载,加剧磨损和发热。

蜗杆轴的最大挠度(mm)

$$\delta = \frac{(\sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2})l^3}{48E_1I} \leq \delta_{lim} \quad (6.2-50)$$

式中 F_{t1} ——蜗杆圆周力(N),见式(6.2-19);

F_{r1} ——蜗杆径向力(N);见式(6.2-21);

l ——蜗杆轴承间的跨距(mm);根据图样结构尺寸取定,初步计算时可取 $l \approx (1.3 \sim 1.5)a'$;

E_1 ——蜗杆轴的弹性模量(MPa);钢制时 $E_1 = 206000 \text{ MPa}$;

I ——轴危险截面处的惯性矩 (mm^4) ; $I = \frac{\pi d_1^4}{64}$

$\approx \frac{\pi d_1^4}{64}$, 根圆直径 d_{f1} 可近似用分度圆直径 d_1 代替,因蜗杆有螺旋牙环绕,增强了刚度;

δ_{lim} ——极限挠度(mm);淬硬蜗杆 $\delta_{lim} \approx 0.004m$, 调质蜗杆 $\delta_{lim} \approx 0.01m$, m 为蜗杆模数。

蜗杆刚度安全系数

$$S_\delta = \delta_{lim} / \delta \geq S_{\delta min} = 0.5 \sim 1$$

式中 $S_{\delta min}$ ——最小蜗杆刚度安全系数;根据蜗杆蜗轮副材料的跑合可能性及对传动效率的要求而定;当有可能借助跑合方法弥补啮合误差及要求用较小的 d_1 来获得大的导程角 γ (见式(6.2-2))以提高效率时, $S_{\delta min}$ 可取小值,一般情况下应尽可能 ≥ 1 。

5 蜗杆传动尺寸的初步确定

前述承载能力计算方法都属于校验性质,因此首先应初步确定传动的基本尺寸,通常可有下述几种方法:

(1) 根据设计要求所给定的中心距 a 和传动比 i 的相近范围,从标准 GB10085—88《圆柱蜗杆传动基本

① 引自 S. Fronius; Konstruktions Lehre—Antriebsselemente, 1979, 第 361 页, 经过整理。

参数)匹配表中直接选定 $a, i, m, d_1, z_1(z_2, q, \gamma, z_2, d_{a2}, d_{f2})$ 等搭配值, 然后进行承载能力核算。

(2) 根据给定的中心距 a 及传动比 i (或按结构及设计的要求自定 a 值及传动比 i) 从表 6.2-3 取 a 的标准系列值, 然后从下列经验公式估取蜗杆分度圆直径 d_1 。

$$d_1 \approx (0.3 \sim 0.4)a, \text{ 当 } u = 70 \sim 20, \quad (6.2-51)$$

$$d_1 \approx (0.4 \sim 0.5)a, \text{ 当 } u = 20 \sim 5$$

或用较通用的 AGMA 经验公式估取

$$d_1 \approx 0.68a^{0.85} \quad (6.2-52)$$

求得 d_1 后, 应按表 6.2-2 取标准值 d_1 (以符合蜗轮滚刀直径系列值), 然后按 B.S. 724 荐用的经验式选取蜗杆头数 z_1 , 即

$$z_1 \approx (7 + 2.4 \sqrt{a}) / i \quad (6.2-53)$$

圆整 z_1 及 $z_2 (z_2 = iz_1)$, 重求 $u = z_2 / z_1$ 。

按下列经验式估取模数 m

$$m \approx (1.4 \sim 1.7)a / z_1 \quad (6.2-54)$$

求出的 m 值应按表 6.2-1 取标准值。

不言而喻, 以上各式中, 中心距 a 的单位以 mm 代入。

根据上述取定的标准值 d_1 和 m , 由式 (6.2-12) $q = d_1 / m$ 求出 q , 并由式 (6.2-2) $\tan \gamma = z_1 / q$ 求出导程角 γ 。这样就可定出蜗杆、蜗轮的几何尺寸参数 (见表 6.2-4), 再进行承载能力验算。

(3) 如未预给或例取中心距 a 值, 可按接触强度验算公式 (6.2-29~30) 求解 a , 即

$$a \geq 10 \times \sqrt{T_1 K_a \left(\frac{Z_1 Z_2 S_{mm}}{Z_2 Z_1 \sigma_{Hmn}} \right)^2} \quad (6.2-55)$$

初步估算时, 取工作小时数 $L_h = 25000h$, 由式 (6.2-31) 得 $Z_1 = 1, Z_2$ 用式 (6.2-33) 代入, 化简得初步设计公式

$$a \geq 10 \times \sqrt{T_1 K_a \left(\frac{Z_2 S_{mm}}{\sigma_{Hmn}} \right)^2 \left(\frac{\sigma_H}{8} + 1 \right)} \quad (6.2-56)$$

式中符号意义同式 (6.2-29~30), Z_2 按图 6.2-11 查取前应先按式 (6.2-51) 选取 (d_1/a) 的比值, 求出 a 后, 按表 6.2-3 圆整成标准值, 再如前述 (2) 中的步骤定出其

6 蜗杆、蜗轮的结构设计

6.1 蜗杆的结构

蜗杆与轴地大部分做成整体式 (图 6.2-12, a, b, c), 设计时应注意:

- 1) 留出必要的车、铣、磨削进刀位置。
- 2) 在蜗杆螺牙尺寸已定情况下尽量在结构上设法加大轴段的刚度。

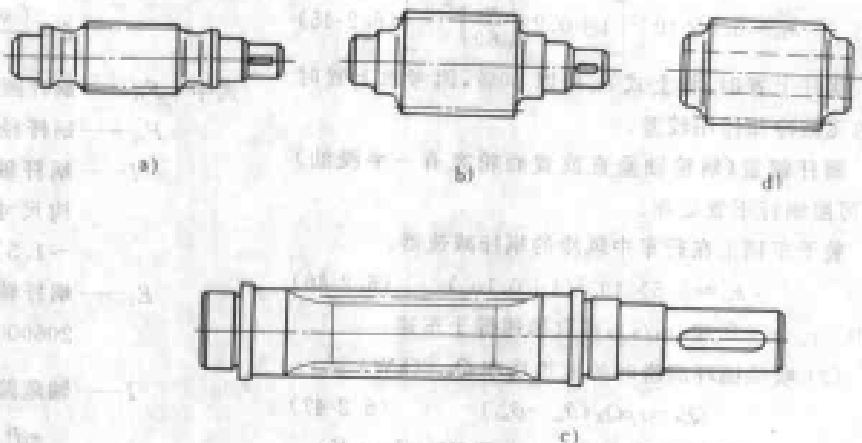


图 6.2-12 蜗杆的结构

a), b), c) 整体式 d) 键套式 (图 a 结构最常用, $q \approx 7 \sim 11$, 适于高速、高效传动; 图 b 结构大直径时用, $q \approx 12 \sim 17$, 适于低速传动, 效率不高; 图 c 结构用于直径小而蜗削时

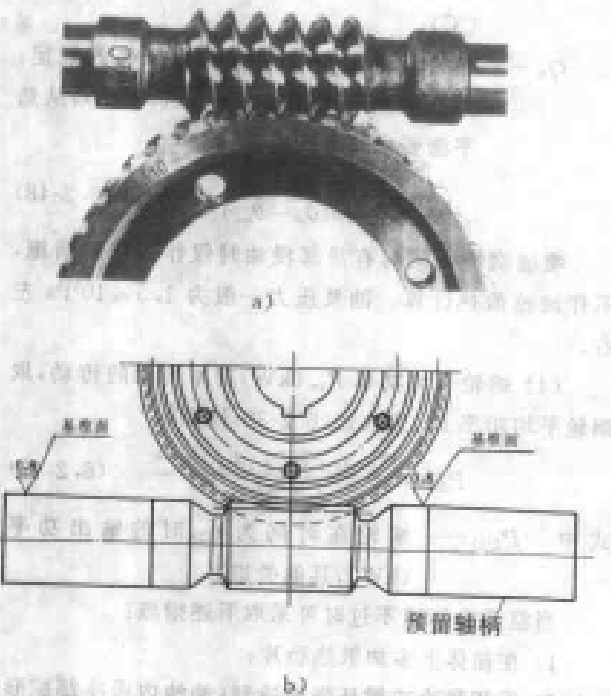


图 6.2-13 蜗杆支承结构刚性的加强

3) 轴颈处的直径亦尽可能加大,以便采用较大直径的轴承,目的是提高轴承寿命和加大支承刚性;而轴颈处直径通常也可设计得超过蜗杆齿的根径(见图 6.2-13)。蜗杆轴在粗加工时,轴两端应车出轴柄,供切齿时装卡并保证有好的刚度。轴柄直径要比轴承轴肩为大,所留长度亦大于轴的实长,以便在切削好蜗杆齿后切去原有中心孔及对轴颈、轴端尺寸作精加工;轴柄基准面应磨削,以保证切齿精度,并为蜗杆轴的精加工提供找正基准(见图 6.2-13)。轴上镶蜗杆套的结构(见图 6.2-12d),一般在动力传动中很少采用。

6.2 蜗轮的结构

为节约贵重金属,青铜蜗轮一般均做成齿圈镶配式,轮心用灰铸铁或结构钢(图 6.2-14)。镶配时可采用过盈配合 $\frac{H7}{s6}, \frac{H7}{r6}$ 或过渡配合 $\frac{H7}{m6}, \frac{H7}{k6}$ 等,沿骑缝端面处拧入紧定螺钉数只。最常用的则是采用铰制孔用螺栓将轮心与齿圈拉紧固定,齿圈与轮心的定位表面用 $\frac{H7}{r6}$ 或 $\frac{H7}{k6}$ 。

蜗轮结构尺寸的经验比例见图 6.2-14。

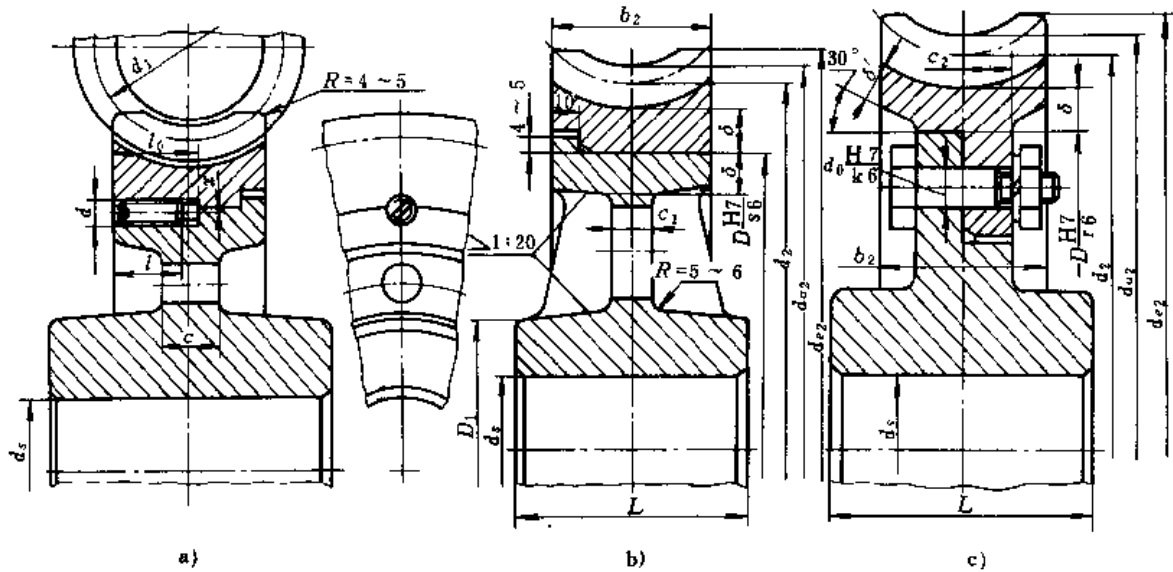


图 6.2-14 蜗轮结构尺寸的经验比例

a)、b) 为过盈配合 c) 为凸缘对中加铰制孔螺栓固定; d_s —轴直径; $D_1=(1.6\sim 1.8)d_s$; $L=(1.2\sim 1.8)d_s$; $c=0.3b_2$; $\delta=2m$ (模数),但不小于 10mm; $l\approx 0.3b_2$; $l_0=l+2.5d$ (紧定螺钉直径); $x=2\sim 3$ mm; $c_1=0.2b_2$,但不小于 10mm; $c_2=2.5b_2$; d_0 —铰制孔螺栓直径, M12~M20, 由计算确定个数

此外,蜗轮轮毅的结构在轴向应与齿宽中间平面对称,蜗杆齿宽中线也尽可能与其左右轴颈中线对称,这样设计是因为蜗轮齿是易磨损件,齿工作面一侧损伤后,可将蜗轮或蜗杆反过来安装,则另一侧齿面还能继续工作。

6.3 箱体及支承结构

喷油润滑时,蜗杆可随意布置在蜗轮上面、下面、或侧面。油池润滑时则尽可能将蜗杆布置于蜗轮下方,当 $v_1 \leq 5\text{m/s}$ 时,蜗杆也容许置于蜗轮上面;侧置时则 $v_1 \leq 1\text{m/s}$ 为宜。

箱体上散热肋片应顺着蜗杆轴上风扇风流方向布置。轴承压盖外端面必要时亦能铸上散热肋片。检查孔位置应便于观察蜗轮齿面接触区调整情况。

蜗杆及蜗轮的支承通常都采用滚动轴承。蜗杆支承跨距 l_1 应尽量紧凑,通常 $l_1 \approx (1.3\sim 1.5)a$, 其中

1.3 用于 $a \approx 500\text{mm}$, 1.5 用于 $a \approx 50\text{mm}$ 。蜗轮支承跨距 $l_2 \approx (0.5\sim 0.7)d_2$, d_2 为蜗轮分度圆直径,其中 0.7 适用于小尺寸传动。

蜗轮蜗杆具有轴向力。当跨距小时常采用角接触球轴承或圆锥滚子轴承;轴向力不大时亦可采用向心球轴承。支承跨距较大或载荷有冲击而双向传动时,可在一个支座上采用两个相反方向放置的角接触球轴承或圆锥滚子轴承并加以预紧,用以承受轴向及径向力,另一支座则采用一个单列向心球轴承或圆柱滚子轴承并允许真对箱体有相对轴向游动。也可在一端采用双列调心球轴承或双列调心滚子轴承,另一端采用单受径向力的向心轴承。轴向位置和游隙的调整依靠事先磨制好的调整环或垫片组;它们可以放置在轴承外圈和压盖圆筒之间,而垫片组也可放置在压盖端面和箱体凸缘之间;垫片组放置在轴承孔内亦有其方便之处,一是薄垫片上不必冲制螺钉孔,装配也简易,另一是垫

片径向尺寸相对要小些。

蜗杆支承结构必须容许蜗杆受热后能自由伸长, 应留有必要膨胀余隙。蜗轮轴向定位的调整, 要求十分精确, 齿宽中间平面应设法调整在蜗杆轴心平面上, 否则难以正确啮合, 齿面在短时间内就有可能造成严重磨损。传动中间平面的极限偏差 $\pm f$, 见表 6.2-20。箱体轴孔中心距极限偏差 $\pm f_1$ 和轴交角极限偏差 $\pm f_2$ 可参见表 6.2-18 及 6.2-19。

7 蜗杆传动的接触区和跑合、试运转

7.1 接触区的合理分布

对于单向传动的蜗杆传动, 安装调整时应使接触区偏向齿面的啮入侧(图 6.2-15), 这样, 有利于在啮入口处造成油楔空间, 容易形成油膜润滑, 切忌使接触区偏向啮入侧, 因受载后油在尚未带入齿面中间以前, 在啮入口处就被挤出, 无法形成油膜润滑, 最易造成磨损和胶合。接触区的位置可以通过垫片组调整蜗轮的轴向位置获得改善。一经调整好, 蜗轮轴向位置必须固

定, 不容变动。此外在设计时通过蜗轮刀具的变位, 也能改善接触区, 随着装置的跑合和试运转, 齿面接触区将会逐步延伸和扩大(见图 6.2-15)。

对于双向传动的蜗轮, 接触区可调整到齿宽中部。

此外, 接触斑点不宜沿全齿高和全齿宽分布, 以免受载变形下造成齿顶、齿根或边缘接触承载。对要求噪声小的传动, 接触斑点分布面积则应大些并靠向齿根方向。对重载和受冲击载荷的传动, 接触区面积沿齿高、齿宽方向则要求小一些, 并靠向齿顶方向(见图 6.2-15)。

7.2 蜗杆传动的跑合和试运转

蜗杆传动制造和装配后, 必须经过精心跑合才能出厂, 这是一个必不可少的重要工序。如前所述, 由于蜗轮滚刀不可能做到和工作蜗杆绝对相同, 故其共轭齿形的最后形成, 全依赖跑合和受载运转中实现。跑合后蜗杆的承载能力特别是效率都会有大幅度的提高(见图 6.2-16)。

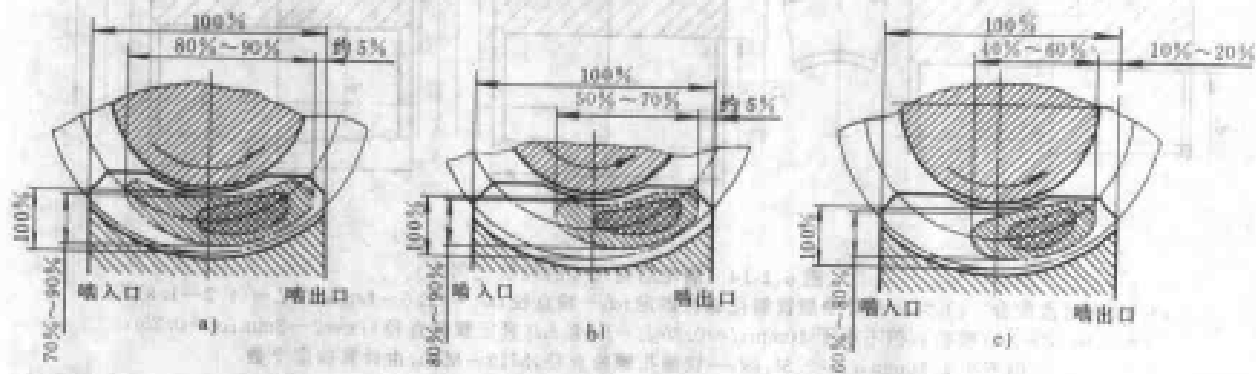


图 6.2-15 蜗杆传动轻载染色试验下接触区的合理分布情况[1]

a) 适于低载低噪声要求的传动 b) 适于一般重载传动 c) 适于剧烈变动和冲击载荷的传动

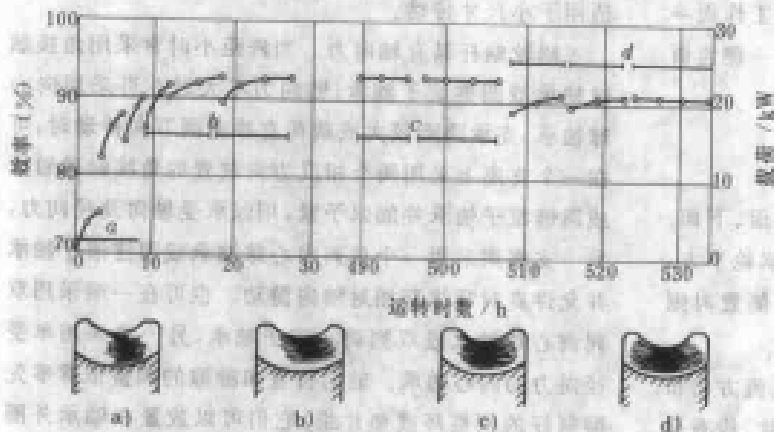


图 6.2-16 蜗杆传动跑合过程中接触区和效率的变化情况[1]

a) 轻载跑合 b) 额定载荷下跑合 c) 跑合好后在额定载荷下工作运转 d) 超载运转时

跑合时, 一般保持低速, 逐步加载, 通常 $n_1 = 50 \sim 100 \text{r/min}$, 在额定载荷下要跑合 1~5h, 采用粘度较大的矿物油(跑合时不宜用极压油)。仔细观察齿面粗糙度的变化状况和接触斑点的分布情况, 达理想情况后, 须全部清洗, 将润滑油换成新油。跑合中如出现蜗杆齿面粘钢现象, 应及时停车, 把齿面粘钢用细砂纸打磨掉再继续跑合。跑合好的蜗杆、蜗轮副应配对打好印记(见图 6.2-13a), 特别是要将调整和跑合好的蜗轮蜗杆的轴向距离打上钢印标记, 便于用户日后装拆时能维持原有理想状况。

试车时, 可在额定转速下先空载运

转,测试轴承温升和密封泄漏情况,然后逐步加载至额定载荷,观察齿面及箱体温升情况。

8 圆柱蜗杆传动的精度与公差

8.1 精度等级

国标 GB10089-88《圆柱蜗杆蜗轮精度》规定 12 个精度等级,第 1 级精度最高,第 12 级最低。

按公差的特性和对传动性能所起的保证作用,可以分成三个公差组,见表 6.2-6。

8.2 齿坯公差

1) 蜗杆、蜗轮在加工、检验、安装时的径向、轴向基准面应尽可能一致,并应在相应的零件工作图上标注。

2) 蜗杆、蜗轮的齿坯公差包括:轴和孔的尺寸公差;轴和孔的形位公差;齿顶圆直径公差;齿坯基准面的径向和端面跳动公差。有关数值见表 6.2-26 至

6.2-27。

8.3 蜗杆、蜗轮的检验与公差

1) 根据传动的工作要求和生产规模,检验时应从表 6.2-7 的三个公差组中各选一个检验组组成相应的检验项目指标,作为验收蜗杆、蜗轮的精度。当一个检验组由两项或两项以上的误差组成时,应以检验组中最低的一项精度来评定蜗杆、蜗轮的精度等级。

2) 有关各精度等级下蜗杆、蜗轮各检验项目的公差或偏差数值可查国标 GB10089-88,本文摘取工程较常用的 4~9 级精度检验项目,列表于后:蜗杆的 $f_A, f_{HL}, f_{pz}, f_{pzL}, f_{f1}$ 值见表 6.2-8; f_r 见表 6.2-9。蜗轮的 F_p, F_{pk}, F_r 及 F'' 值分别见表 6.2-10,表 6.2-11 及表 6.2-12。蜗轮的 f''_i, f''_r 及 f''_2 值分别见表 6.2-13,表 6.2-14,及表 6.2-15。蜗轮的 F'_i 及 f'_i 值按下列关系式计算之:

$$F'_i = F_p + f_{f2}$$

$$f'_i = 0.6(f_{p1} + f_{f2})$$

表 6.2-6 圆柱蜗杆传动的公差组

公差组	检验项目名称	代号	作用	查取
I	蜗杆:—			
	蜗轮:切向综合公差	F'_i	传递运动的准确性	表 6.2-16
	径向综合公差	F''_i		表 6.2-12
	周节累积公差	F_p		表 6.2-10
	k 个周节累积公差	F_{pk}		表 6.2-10
	齿圈径向跳动公差	F_r		表 6.2-11
传动:传动切向综合公差	F'_{ic}	表 6.2-16		
II	蜗杆:一转螺旋线公差	f_h	传动的平稳性	表 6.2-8
	螺旋线公差	f_{ht}		表 6.2-8
	轴向齿距极限偏差	$\pm f_{pa}$		表 6.2-8
	轴向齿距累积公差	f_{pzL}		表 6.2-8
	齿槽径向跳动公差	f_r		表 6.2-9
	蜗轮:相邻齿切向综合公差	f'_i		表 6.2-16
	相邻齿径向综合公差	f''_i		表 6.2-13
	周节极限偏差	$\pm f_p$		表 6.2-14
	传动:传动相邻齿切向综合公差	f'_{ic}		表 6.2-16
III	蜗杆:齿形公差	f_{f2}	载荷分布的均匀性	表 6.2-8
	蜗轮:齿形公差	f_{f2}		表 6.2-15
	传动:接触斑点			表 6.2-17
	中心距极限偏差	$\pm f_a$		表 6.2-18
	轴交角极限偏差	$\perp f_s$		表 6.2-19
	中间平面极限偏差	$\pm f_x$		表 6.2-20

注:1. 根据使用要求不同,允许各公差组选用不同精度等级的组合,但同一公差组中各项公差与极限偏差应保持相同的精度等级。

2. 配对的蜗杆蜗轮的精度等级一般取成相同,也允许取成不同。对有特殊要求的蜗杆传动,除 F_i, F''_i, f'_i, f_r 项目外,其蜗杆蜗轮左右齿面的精度等级也可取成不相同。

3. 各公差名称的定义,参见国标 GB10089-88《圆柱蜗杆蜗轮精度》。

表 6.2-7 圆柱蜗杆和蜗轮的检验组

类别	第 I 公差组(运动的准确性)	第 II 公差组(传动的平稳性)	第 III 公差组(载荷分布的均匀性)
蜗杆检验组		f_s, f_{sL} (用于单头蜗杆) $\pm f_{p\sigma}, f_h$ (用于多头蜗杆) $\pm f_{p\sigma}, f_{p\sigma L}, f_r$ $\pm f_{p\sigma}, f_{p\sigma L}$ (用于 7~9 级) $\pm f_{p\sigma}$ (用于 10~12 级)	f_{f1}
蜗轮检验组	F'_c $F_p, F_{p\sigma}$ F_p (用于 5~12 级) F_r (用于 9~12 级) F''_c (用于 7~12 级)	f'_c f''_c (用于 7~12 级) $\pm f_{p\sigma}$ (用于 5~12 级)	f_{f2} 接触斑点(此时可不检验 Δf_{f2})

3) 以上各表所列公差值均以工作轴线为测量的基准轴线。如实际测量基准不符合要求时,应考虑从实测结果中消除基准不同的影响。

4) 当基准蜗杆齿形角 α 不等于 20° 时,蜗杆 f_r 及 F_r , 蜗轮 F''_c 及 f''_c 的值应相应乘以 $\sin 20^\circ / \sin \alpha$ 。

8.4 传动的检验与公差

1) 传动精度主要以传动切向综合公差 F'_{ic} , 传动相邻齿切向综合公差 f'_{ic} 和接触斑点的形状、分布位置与面积大小来评定。

对 5 级或低于 5 级精度的传动允许用蜗杆副^①的综合切向公差 F'_{ic} 及相邻齿的切向综合公差 f'_{ic} 来替代 F'_{ic} 和 f'_{ic} 的检验,或以相应 I、II 公差组内的蜗杆、蜗轮检验组中最低的结果来评定其传动精度。

对中心距不可调的蜗杆传动,除检验接触斑点外,同时还应检验 $\pm f_a, \pm f_x$ 和 $\pm f_z$ 。

2) F'_{ic} 及 f'_{ic} 的值按下列关系式计算:

$$F'_{ic} = F_p + f'_{ic}$$

$$f'_{ic} = 0.7(f'_c + f_h)$$

3) 接触斑点的检验要求见表 6.2-17。

f_a, f_x, f_z 的值查表 6.2-18 至 6.2-20。

4) 进行了 F'_{ic}, f'_{ic} 和接触斑点检验的蜗杆传动,允许相应的第 I、II、III 公差组的蜗杆、蜗轮检验组和 f_a, f_x, f_z 中任一项超差。

8.5 蜗杆传动的侧隙

1) 蜗杆传动的侧隙以最小法向侧隙 j_{\min} 来保证。国标 GB10089-88 将侧隙种类分为八种: a、b、c、d、e、

f、g 和 h, a 为最大,依次递减,至 h 为零。侧隙的种类和精度等级无直接关系,根据工作条件和使用要求选择。无经验可循时,也可参照下列关系酌选:

侧隙种类	a	b	c	d	e、f、g、h
第 I 公差组精度等级	5~12	5~12	3~9	3~8	1~6

2) 对蜗杆蜗轮不要求互换的传动或中心距可调的传动,允许由设计具体确定其传动的侧隙范围,并允许用蜗轮圆周(周向)侧隙 j_{\min} 和 j_{\max} 来规定,也可用法向侧隙 j_{\min} 和 j_{\max} 。

3) 对于中心距不可调的传动,最小法向侧隙 j_{\min} 由蜗杆齿厚的减薄量来保证,亦即控制蜗杆齿厚上偏差 E_{s1} 和下偏差 E_{s1} 来保证^②;最大法向侧隙 j_{\max} 则由蜗杆、蜗轮相应的齿厚公差 T_{s1} 和 T_{s2} 确定(见表 6.2-30)。

$$\text{蜗杆齿厚上偏差 } E_{s1} = - \left\{ \frac{j_{\min}}{\cos \alpha_n} + E_{s2} \right\}$$

$$\text{下偏差 } E_{s1} = E_{s1} - T_{d1}$$

$$\text{蜗轮齿厚上偏差 } E_{s2} = 0$$

$$\text{下偏差 } E_{s2} = -T_{d2}$$

式中 E_{s2} ——制造误差的补偿部分,见表 6.2-24;

j_{\min} ——最小法向侧隙,见表 6.2-21。 T_{d1} 和 T_{d2} 分别见表 6.2-22 及表 6.2-25。传动中心距的极限偏差 $\pm f_a$ 见表 6.2-18。

对中心距可调的传动或不要求互换的传动,蜗轮齿厚公差可不作规定,其蜗杆齿厚的上、下偏差由设计确定。

① 所谓“蜗杆副”的 F'_{ic} 和 f'_{ic} 是指在检查仪上用配对蜗杆替代精密测量蜗杆与被测蜗轮啮合后测出的蜗轮 F'_c 和 f'_c 。

② 蜗杆用测棒测量时,跨棒距 M_{d1} 见表 6.2-4;跨棒距公差 $T_{M1} = T_{d1} / \tan \alpha_n$;跨棒距极限偏差 $E_{M1} = (E_{s1} / \tan \alpha_n) + 0.7f_r$, f_r 见表 6.2-9; $E_{M1} = E_{s1} - T_{M1}$ 。

4) 各类侧隙规范数值(表 6.2-21)是以标准温度 20°C 为依据的,未计入传动发热和弹性变形等影响;确定侧隙时应适当考虑热胀等因素,侧隙是储存润滑油所必需,也为热胀留有余地,侧隙过小则会卡齿,两侧齿面会同时接触,出现噪声和发热,但侧隙过大,在反向传动时易产生冲击。因此选择合理的最小侧隙是保证蜗杆传动正常啮合的重要因素之一。图 6.2-17 是一般蜗杆传动的法向侧隙范围,按法向模数 m_n 选择,可供设计时参考。

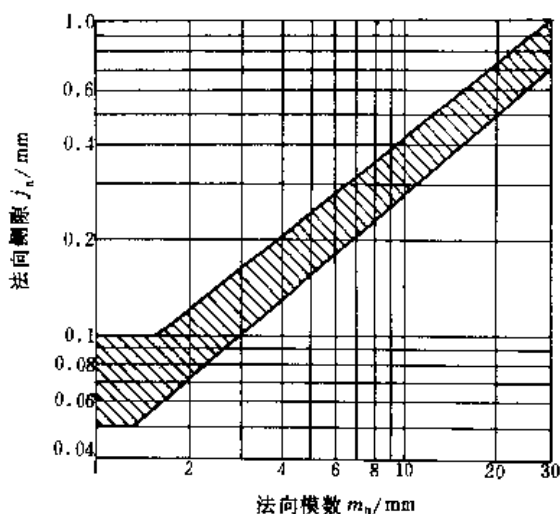
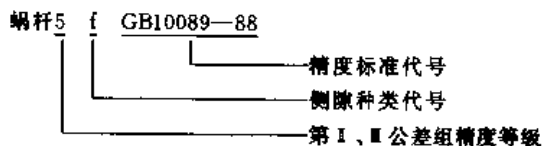


图 6.2-17 蜗杆传动常用的法向侧隙范围^[1]

8.6 图样标注

(1) 在蜗杆工作图上 蜗杆第 I、II 公差组同为 5 级精度,齿厚极限偏差为标准值,相配的侧隙种类为 f ,则标注为:

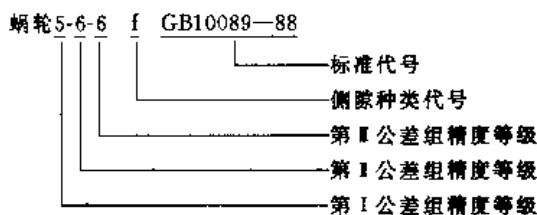


若蜗杆齿厚极限偏差取为非标准值,如 $E_{s1} = -0.07\text{mm}$ 、 $E_{s1} = -0.18\text{mm}$,则标注为:

$$\text{蜗杆 } 5 \left(\begin{matrix} -0.07 \\ -0.18 \end{matrix} \right) \text{GB10089-88.}$$

(2) 在蜗轮工作图上 蜗轮第 I 公差组精度 5 级,第 II、III 公差组精度为 6 级,齿厚极限偏差为标准

值,相配的侧隙种类为 f ,则标注为:

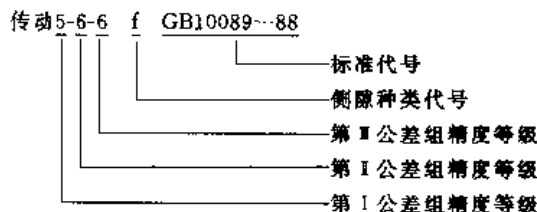


若蜗轮齿厚极限偏差取非标准值,如 $E_{s2} = +0.10\text{mm}$ 、 $E_{s2} = -0.10\text{mm}$,则标注为:

蜗轮 5-6-6(± 0.10)GB10089-88 若蜗轮齿厚无公差要求,则标注为:

蜗轮 5-6-6GB10089-88

(3) 在装配图上 传动的第 I 公差组精度为 5 级,第 II、III 公差组精度同为 6 级,侧隙种类为 f ,则标注为:



若侧隙取标准值,如取周向侧隙 $j_{m\alpha 0} = 0.03\text{mm}$ 、 $j_{r\alpha n} = 0.06\text{mm}$,则标注为:

$$\text{传动 } 5-5-6 \left(\begin{matrix} 0.06 \\ 0.03 \end{matrix} \right) \text{GB10089-88}$$

若用法向侧隙 $j_{m\alpha n}$ 表示,则标注为:

$$\text{传动 } 5-5-6 \left(\begin{matrix} 0.06 \\ 0.03 \end{matrix} \right) \text{GB10089-88}$$

8.7 其他说明

1) 蜗杆、蜗轮作为蜗杆副,在检查仪上作配对检查时,其精度等级由蜗杆副的切向综合公差 F' 、相邻齿切向综合公差 f' 和接触斑点三项指标评定;接触斑点面积百分数按传动接触斑点要求另增加 5%。

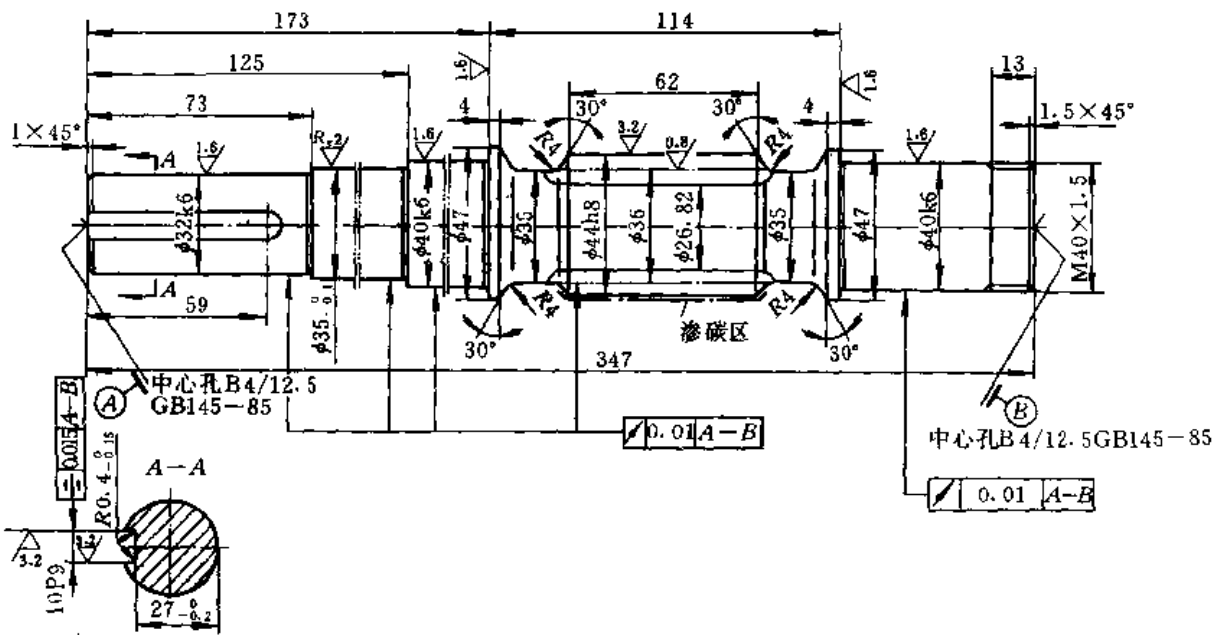
2) 为保证蜗轮加工时刀具位置与传动中蜗杆位置的一致性,必要时,蜗轮加工时的中心距极限偏差 $\pm f_{a0}$ 、中间平面极限偏差 $\pm f_{r0}$ 、轴交角极限偏差 $\pm f_{\alpha 0}$,可用传动相应极限偏差的 75% 确定。

3) 蜗杆、蜗轮齿坯尺寸和形状公差见表 6.2-26,齿坯基准面径向和端面跳动公差见表 6.2-27。蜗杆、蜗轮极限偏差和公差的关系式见表 6.2-28~30。圆柱蜗杆传动公差(偏差)应用示例见表 6.2-31。

8.8 圆柱蜗杆、蜗轮工作图示例

(1) 圆柱蜗杆工作图(见图 6.2-18)

其余 $\nabla^{6.3}$



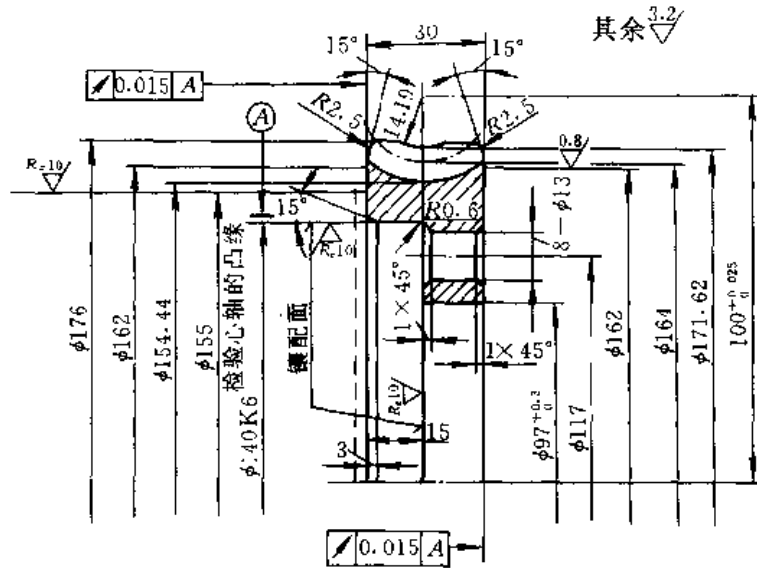
技术条件

1. 材料: 16CrMn (德 16MnCr5)
2. 热处理: 渗碳淬火 (60 ± 2) HRC 有效渗碳深度 0.4~0.7
3. 未标退刀槽 1×0.2
4. 装密封圈处轴的表面不允许有螺旋状刀花, 其表面粗糙度 R_a , 不大于 $2 \mu\text{m}$

蜗杆类型	GB10087-88	ZK
基本齿廓		
轴向模数	m	4
头数	z_1	2
法向齿形角	α_n	20°
螺旋线方向	—	右旋
分度圆柱导程角	γ	$12^\circ 31' 44''$
导程	p_{z1}	25.566
轴向齿距	p_{z1}	12.566
分度圆直径	d_1	36
中心距	a	100 ± 0.027
相啮蜗轮齿数	z_2	41
精度等级	蜗杆 $6 - \begin{pmatrix} 0.22 \\ 0.17 \end{pmatrix}$	GB10089-88
轴向齿距极限偏差	$\pm f_{pz}$	± 0.09
螺旋线公差	f_{hl}	0.036
齿形公差	f_{f1}	0.014
法向侧隙	$j_{n\max}$	0.21
		0.12

图 6.2-18 蜗杆工作图

(2) 圆柱蜗轮工作图(见图 6.2-19)



技术条件

1. 蜗轮材料:GZ-CuSn12 离心铸造(GB9147- 88)。
2. 与轮心装配后加工齿部。

端面模数	m	4	中心距	a	100 ± 0.027
齿数	z_2	41	相啮蜗杆类型	—	ZK
螺旋线方向	—	右旋	相啮蜗杆头数	z_1	2
分度圆螺旋角	γ	$12^{\circ}31'44''$	精度等级	蜗轮 6 $\left(\begin{matrix} 0 \\ -0.09 \end{matrix} \right)$	GB10089-88
法向齿形角	α_n	20°	周节累积公差	F_p	0.045
基本齿廓	—	GB10087-88	周节极限偏差	$\pm f_{pt}$	± 0.014
变位系数	x_2	0	蜗轮齿形公差	f_{fz}	0.011
分度圆直径	d_2	164	法向侧隙	j_{min}^{max}	0.21 0.12

图 6.2-19 蜗轮工作图

表 6.2-8 蜗杆的公差和极限

偏差 f_A f_{AL} f_{pt} f_{pL} f_{fz} 值 (μm)

(续)

代号	模数 m/mm	精度等级					
		4	5	6	7	8	9
f_A	$\geq 1 \sim 3.5$	4.5	7.1	11	14	—	—
	$> 3.5 \sim 6.3$	5.6	9	14	20	—	—
	$> 6.3 \sim 10$	7.1	11	18	25	—	—
	$> 10 \sim 16$	9	15	24	32	—	—
	$> 16 \sim 25$	—	—	32	45	—	—
f_{AL}	$\geq 1 \sim 3.5$	9	14	22	32	—	—
	$> 3.5 \sim 6.3$	11	17	23	40	—	—
	$> 6.3 \sim 10$	14	22	36	50	—	—
	$> 10 \sim 16$	18	32	45	63	—	—
	$> 16 \sim 25$	—	—	63	90	—	—
$\pm f_{pt}$	$\geq 1 \sim 3.5$	3.0	4.8	7.5	11	14	20
	$> 3.5 \sim 6.3$	3.6	6.3	9	14	20	25

代号	模数 m/mm	精度等级					
		4	5	6	7	8	9
$\pm f_{pt}$	$> 6.3 \sim 10$	4.8	7.5	12	17	25	32
	$> 10 \sim 16$	6.3	10	16	22	32	46
	$> 16 \sim 25$	—	—	22	32	45	63
f_{pL}	$\geq 1 \sim 3.5$	5.3	8.5	13	18	25	36
	$> 3.5 \sim 6.3$	6.7	10	16	24	34	48
	$> 6.3 \sim 10$	8.5	13	21	32	45	63
	$> 10 \sim 16$	11	17	28	40	58	80
f_{fz}	$\geq 1 \sim 3.5$	4.5	7.1	11	16	22	32
	$> 3.5 \sim 6.3$	5.6	9	14	22	3	45
	$> 6.3 \sim 10$	7.5	12	19	28	40	53
	$> 10 \sim 16$	11	16	25	36	53	75
	$> 16 \sim 25$	—	—	36	53	75	100

表 6.2-9 蜗杆齿槽径向跳动公差 f_r 值

(μm)

分度圆直径 d_1/mm	模数 m /mm	精度等级					
		4	5	6	7	8	9
≤ 10	$\geq 1\sim 3.5$	4.5	7.1	11	14	20	28
$> 10\sim 18$	$\geq 1\sim 3.5$	4.5	7.1	12	15	21	29
$> 18\sim 31.5$	$\geq 1\sim 6.3$	4.8	7.5	12	16	22	30
$> 31.5\sim 50$	$\geq 1\sim 10$	5.0	8.0	13	17	23	32
$> 50\sim 80$	$\geq 1\sim 16$	5.6	9.0	14	18	25	36
$> 80\sim 125$	$\geq 1\sim 16$	6.3	10	16	20	28	40
$> 125\sim 180$	$\geq 1\sim 25$	7.5	12	18	25	32	45
$> 180\sim 250$	$\geq 1\sim 25$	8.5	14	22	28	40	53
$> 250\sim 315$	$\geq 1\sim 25$	10	16	25	32	45	63
$> 315\sim 400$	$\geq 1\sim 25$	11.5	18	28	36	53	71

表 6.2-10 蜗轮周节累积公差 F_p 及 k 个

周节累积公差 F_{pk} 值 (μm)

分度圆弧长 L /mm	精度等级					
	4	5	6	7	8	9
≤ 11.2	4.5	7	11	16	22	32
$> 11.2\sim 20$	6	10	16	22	32	45
$> 20\sim 32$	8	12	20	28	40	56
$> 32\sim 50$	9	14	22	32	45	63
$> 50\sim 80$	10	16	25	36	50	71
$> 80\sim 160$	12	20	32	45	63	90
$> 160\sim 315$	18	28	45	63	90	125
$> 315\sim 630$	25	40	63	90	125	180
$> 630\sim 1000$	32	50	80	112	160	224
$> 1000\sim 1600$	40	63	100	140	200	280
$> 1600\sim 2500$	45	71	112	160	224	315
$> 2500\sim 3150$	56	90	140	200	280	400
$> 3150\sim 4000$	63	100	160	224	315	450
$> 4000\sim 5000$	71	112	180	250	355	500
$> 5000\sim 6300$	80	125	200	280	400	560

注: 1. F_p 和 F_{pk} 按分度圆弧长 L 查表;

查 F_p 时, 取 $L = \frac{1}{2}\pi d_2 = \frac{1}{2}\pi m z_2$;

查 F_{pk} 时, 取 $L = km$ (k 为 2 到小于 $z_2/2$ 的整数)

2. 除特殊情况外, 对于 f_{pk} , k 值规定取为小于 $z_2/6$ 的最大整数。

表 6.2-11 蜗轮齿圈径向跳动公差 F_r 值

(μm)

分度圆直径 d_2 /mm	模数 m /mm	精度等级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤ 125	$\geq 1\sim 3.5$	3.0	4.5	7.0	11	18	28	40	50	63	80	100	125
	$> 3.5\sim 6.3$	3.6	5.5	9.0	14	22	36	50	63	80	100	125	160
	$> 6.3\sim 10$	4.0	6.3	10	16	25	40	56	71	90	112	140	180
$> 125\sim 400$	$\geq 1\sim 3.5$	3.6	5.0	8	13	20	32	45	56	71	90	112	140
	$> 3.5\sim 6.3$	4.0	6.3	10	16	25	40	56	71	90	112	140	180
	$> 6.3\sim 10$	4.5	7.0	11	18	28	45	63	80	100	125	160	200
	$> 10\sim 16$	5.0	8	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224
$> 400\sim 800$	$\geq 1\sim 3.5$	4.5	7.0	11	18	28	45	63	80	100	125	160	200
	$> 3.5\sim 6.3$	5.0	8.0	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224
	$> 6.3\sim 10$	5.5	9.0	14	22	36	55	80	100	125	160	200	250
	$> 10\sim 16$	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	$> 16\sim 25$	9.0	14	22	36	56	90	125	160	200	250	315	400
$> 800\sim 1600$	$\geq 1\sim 3.5$	5.0	8.0	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224
	$> 3.5\sim 6.3$	5.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
	$> 6.3\sim 10$	6.0	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280
	$> 10\sim 16$	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	$> 16\sim 25$	9.0	14	22	36	50	90	125	160	200	250	315	400
$> 1600\sim 2500$	$\geq 1\sim 3.5$	5.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
	$> 3.5\sim 6.3$	6.0	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280
	$> 6.3\sim 10$	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	$> 10\sim 16$	8.0	13	20	32	50	80	112	140	180	224	280	355
	$> 16\sim 25$	10	16	25	40	63	100	140	180	224	280	355	450

表 6.2-12 蜗轮径向综合公差 F_r'' 值

分度圆直径 d_2 /mm	模数 m /mm	精 度 等 级 (μm)					
		4	5	6	7	8	9
≤ 125	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	56	71	90
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	71	90	112
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	80	100	125
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	63	80	100
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	80	100	125
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	90	112	140
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	100	125	160
$> 400 \sim 800$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	90	112	140
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	100	125	160
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	112	140	180
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	140	180	224
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	180	224	280
$> 800 \sim 1600$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	100	125	160
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	112	140	180
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	125	160	200
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	140	180	224
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	180	224	280
$> 1600 \sim 2500$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	112	140	180
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	125	160	200
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	140	180	224
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	160	200	250
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	200	250	315

表 6.2-13 蜗轮相邻齿径向综合公差 F_r'' 值

分度圆直径 d_2 /mm	模数 m /mm	精 度 等 级 (μm)					
		4	5	6	7	8	9
≤ 125	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	20	28	36
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	25	36	45
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	28	40	50
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	22	32	40
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	28	40	50
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	32	45	56
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	36	50	63
$> 400 \sim 800$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	25	36	45
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	28	40	50
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	32	45	56
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	40	56	71
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	50	71	90
$> 800 \sim 1600$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	28	40	50
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	32	45	56
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	36	50	63
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	40	56	71
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	50	71	90
$> 1600 \sim 2500$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	32	45	56
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	36	50	63
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	40	56	71
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	45	63	80
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	56	80	100

表 6.2-14 蜗轮周节极限偏差 ($\pm f_p$) 的 f_p 值

分度圆直径 d_2 /mm	模数 m /mm	精 度 等 级 (μm)					
		4	5	6	7	8	9
≤ 125	$\geq 1 \sim 3.5$	4.0	6	10	14	20	28
	$> 3.5 \sim 6.3$	5.0	8	13	18	25	36
	$> 6.3 \sim 10$	5.5	9	14	20	28	40
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	4.5	7	11	16	22	32
	$> 3.5 \sim 6.3$	5.5	9	14	20	28	40
	$> 6.3 \sim 10$	6.0	10	16	22	32	45
	$> 10 \sim 16$	7.0	11	18	25	36	50
$> 400 \sim 800$	$\geq 1 \sim 3.5$	5.6	8	13	18	25	36
	$> 3.5 \sim 6.3$	5.5	9	14	20	28	40
	$> 6.3 \sim 10$	7.0	11	18	25	36	50
	$> 10 \sim 16$	8.0	13	20	28	40	56
	$> 16 \sim 25$	10	16	25	36	50	71
$> 800 \sim 1600$	$\geq 1 \sim 3.5$	5.5	9	14	20	28	40
	$> 3.5 \sim 6.3$	6.0	10	16	22	32	45
	$> 6.3 \sim 10$	7.0	11	18	25	36	50
	$> 10 \sim 16$	8.0	13	20	28	40	56
	$> 16 \sim 25$	10	16	25	36	50	71
$> 1600 \sim 2500$	$\geq 1 \sim 3.5$	6.0	10	16	22	32	45
	$> 3.5 \sim 6.3$	7.0	11	18	25	36	50
	$> 6.3 \sim 10$	8.0	13	20	28	40	56
	$> 10 \sim 16$	9.0	14	22	32	45	63
	$> 16 \sim 25$	11	18	28	40	56	80

表 6.2-15 蜗轮齿形公差 f_{r2} 值 (μm)

分度圆直径 d_2 /mm	模数 m /mm	精 度 等 级					
		4	5	6	7	8	9
≤ 125	$\geq 1 \sim 3.5$	4.8	6	8	11	14	22
	$> 3.5 \sim 6.3$	5.3	7	10	14	20	32
	$> 6.3 \sim 10$	6.0	8	12	17	22	36
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	5.3	7	9	13	18	28
	$> 3.5 \sim 6.3$	6.0	8	11	16	22	36
	$> 6.3 \sim 10$	6.5	9	13	19	28	45
	$> 10 \sim 16$	7.5	11	16	22	32	50
$> 400 \sim 800$	$\geq 1 \sim 3.5$	6.5	9	12	17	25	40
	$> 3.5 \sim 6.3$	7.0	10	14	20	28	45
	$> 6.3 \sim 10$	7.5	11	16	24	36	56
	$> 10 \sim 16$	9.0	13	18	26	40	63
	$> 16 \sim 25$	10.5	16	24	36	56	90
$> 800 \sim 1600$	$\geq 1 \sim 3.5$	3.0	11	17	24	36	56
	$> 3.5 \sim 6.3$	9.0	13	18	28	40	63
	$> 6.3 \sim 10$	9.5	14	20	30	45	71
	$> 10 \sim 16$	10.5	15	22	34	50	80
	$> 16 \sim 25$	12	19	28	42	63	100
$> 1600 \sim 2500$	$\geq 1 \sim 3.5$	11	16	24	36	50	80
	$> 3.5 \sim 6.3$	11.5	17	25	38	56	90
	$> 6.3 \sim 10$	12	18	28	40	63	100
	$> 10 \sim 16$	13	20	30	45	71	112
	$> 16 \sim 25$	15	22	36	53	80	125

表 6.2-16 蜗轮及传动的切向综合公差 F'_{i1} 、 F'_{i2} 和
相邻齿切向综合公差 f'_{i1} 、 f'_{i2} (μm)

项 目	蜗 轮	传 动
切向综合公差	$F'_{i1} = F_p + f_{f2}$	$F'_{i2} = F_p + f'_{i1}$
相邻齿切向综合公差	$f'_{i1} = 0.6(f_{p1} + f_{f2})$	$f'_{i2} = 0.7(f'_{i1} + f_k)$

表 6.2-17 传动接触斑点的要求

精度等级	接触面积的百分数(%)		接触形状	接触位置
	沿齿高 不小于	沿齿长 不小于		
1 和 2	75	70	接触斑点 在齿高方向 无断缺,不允 许成带状条 纹	接触斑点 痕迹的分布 位置趋近齿 面中部,允许 略偏于啮入 端。在齿顶和 啮出端的棱 边处不允许 接触
3 和 4	70	65		
5 和 6	65	60		
7 和 8	55	50	不作要求	接触斑点 痕迹应偏于 啮出端,但不 允许在齿顶 和啮入、啮 出端的棱边 接触
9 和 10	45	40		
11 和 12	30	30		

注: 1. 采用修形齿面的蜗杆传动、接触斑点的要求可不受本标准规定的限制。

2. 配对蜗轮、蜗杆作为蜗杆副在检查仪上检验接触面积时,应将表值增加 5%。

表 6.2-18 传动中心距极限偏差($\pm f_a$)的 f_a 值
(μm)

传动中心距 a /mm	精度等级					
	4	5	6	7	8	9
≤ 30	11	17	26	42		
$> 30 \sim 50$	13	20	31	50		
$> 50 \sim 80$	15	23	37	60		
$> 80 \sim 120$	18	27	44	70		
$> 120 \sim 180$	20	32	50	80		
$> 180 \sim 250$	23	36	58	92		
$> 250 \sim 315$	26	40	65	105		
$> 315 \sim 400$	28	45	70	115		

(续)

传动中心距 a /mm	精度等级					
	4	5	6	7	8	9
$> 400 \sim 500$	32	50	78	125		
$> 500 \sim 630$	35	55	87	140		
$> 630 \sim 800$	40	62	100	160		
$> 800 \sim 1000$	45	70	115	180		
$> 1000 \sim 1250$	52	82	130	210		
$> 1250 \sim 1600$	62	97	155	250		
$> 1600 \sim 2000$	75	115	185	300		
$> 2000 \sim 2500$	87	140	220	350		

表 6.2-19 传动轴交角极限偏差($\pm f_z$)的 f_z 值
(μm)

蜗轮齿宽 b_2 /mm	精度等级					
	4	5	6	7	8	9
≤ 30	6	8	10	12	17	24
$> 30 \sim 50$	7.1	9	11	14	19	28
$> 50 \sim 80$	8	10	13	16	22	32
$> 80 \sim 120$	9	12	15	19	24	36
$> 120 \sim 180$	11	14	17	22	28	42
$> 180 \sim 250$	13	16	20	25	32	48
> 250	—	—	22	28	36	53

表 6.2-20 传动中间平面极限偏移($\pm f_s$)的 f_s 值
(μm)

传动中心距 a /mm	精度等级					
	4	5	6	7	8	9
≤ 30	9	14	21	34		
$> 30 \sim 50$	10.5	16	25	40		
$> 50 \sim 80$	12	18.5	30	48		
$> 80 \sim 120$	14.5	22	36	56		
$> 120 \sim 180$	16	27	40	64		
$> 180 \sim 250$	18.5	29	47	74		
$> 250 \sim 315$	21	32	52	85		
$> 315 \sim 400$	23	36	56	92		
$> 400 \sim 500$	26	40	63	100		
$> 500 \sim 630$	28	44	70	112		
$> 630 \sim 800$	32	50	80	130		
$> 800 \sim 1000$	36	56	92	145		
$> 1000 \sim 1250$	42	66	105	170		
$> 1250 \sim 1600$	50	78	125	200		
$> 1600 \sim 2000$	60	92	150	240		
$> 2000 \sim 2500$	70	112	180	280		

表 6.2-21 传动的最小法向侧隙 j_{min} 值

传动中心距 a /mm	侧隙种类							
	(μm)							
	h	g	f	e	d	c	b	a
≤ 30	0	9	13	21	33	52	84	130
$> 30 \sim 50$	0	11	16	25	39	62	100	160
$> 50 \sim 80$	0	13	19	30	46	74	120	190
$> 80 \sim 120$	0	15	22	35	54	87	140	220
$> 120 \sim 180$	0	18	25	40	63	100	160	250
$> 180 \sim 250$	0	20	29	46	72	115	185	290
$> 250 \sim 315$	0	23	32	52	81	130	210	320
$> 315 \sim 400$	0	25	36	57	89	140	230	360
$> 400 \sim 500$	0	27	40	63	97	155	250	400
$> 500 \sim 630$	0	30	44	70	110	175	280	440
$> 630 \sim 800$	0	35	50	80	125	200	320	500
$> 800 \sim 1000$	0	40	56	90	140	230	360	560
$> 1000 \sim 1250$	0	46	66	105	165	260	420	660
$> 1250 \sim 1600$	0	54	78	125	195	310	500	780
$> 1600 \sim 2000$	0	65	92	150	230	370	600	920
$> 2000 \sim 2500$	0	77	110	175	280	440	700	1100

注：1. 传动的最小圆周侧隙 $j_{min} \approx j_{min} / (\cos\gamma' \cos\alpha_n)$ ，式中 γ' 为蜗杆节圆柱导程角； α_n 为蜗杆法向齿形角。

2. 本表按标准温度 20°C 考虑，如温度较高可适当考虑热膨胀因素。

3. 最大法向侧隙 j_{max} 见表 6.2-30。

表 6.2-22 蜗杆齿厚公差 T_{s1} 值 (μm)

模数 m /mm	精度等级					
	4	5	6	7	8	9
$\geq 1 \sim 3.5$	25	30	36	45	53	67
$> 3.5 \sim 6.3$	32	38	45	56	71	90
$> 6.3 \sim 10$	40	48	60	71	90	110
$> 10 \sim 16$	50	60	80	95	120	150
$> 16 \sim 25$	—	85	110	130	160	200

注：1. 精度等级按蜗杆第 I 公差组确定；

2. 对传动最大法向侧隙 j_{max} 无要求时，允许蜗杆齿厚公差 T_{s1} 增大，最大不超过两倍。

表 6.2-23 蜗杆和蜗轮的齿厚极限偏差

	蜗 杆	蜗 轮
上偏差	$E_{s2} = - \left(\frac{j_{min}}{\cos\alpha_n} + E_{s\Delta} \right)$	$E_{s2} = 0$
下偏差	$E_{s1} = E_{s1} - T_{s1}$	$E_{s2} = -T_{s2}$

表 6.2-24 蜗杆齿厚上偏差 (E_{s1}) 中的误差补偿部分 $E_{s\Delta}$ 值

精度等级	模数 m /mm	传动中心距 a /mm															
		≤ 30	$> 30 \sim 50$	$> 50 \sim 80$	$> 80 \sim 120$	$> 120 \sim 180$	$> 180 \sim 250$	$> 250 \sim 315$	$> 315 \sim 400$	$> 400 \sim 500$	$> 500 \sim 630$	$> 630 \sim 800$	$> 800 \sim 1000$	$> 1000 \sim 1250$	$> 1250 \sim 1600$	$> 1600 \sim 2000$	$> 2000 \sim 2500$
4	$\geq 1 \sim 3.5$	15	16	18	20	22	25	28	30	32	36	40	46	53	63	75	90
	$> 3.5 \sim 6.3$	16	18	19	22	24	26	30	32	36	38	42	48	56	63	75	90
	$> 6.3 \sim 10$	19	20	22	24	25	28	30	32	36	38	45	50	56	65	80	90
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	28	30	32	32	36	38	40	45	50	56	65	80	90
5	$\geq 1 \sim 3.5$	25	25	28	32	36	40	45	48	51	56	63	71	85	100	115	140
	$> 3.5 \sim 6.3$	28	28	30	36	38	40	45	50	53	58	65	75	85	100	120	140
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	38	40	45	48	50	56	60	68	75	85	100	120	145
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	—	45	48	50	56	50	65	71	80	90	105	120	145
6	$> 1 \sim 3.5$	30	30	32	36	40	45	48	50	56	60	65	75	85	100	120	140
	$> 3.5 \sim 6.3$	32	36	38	40	45	48	50	56	60	63	70	75	90	100	120	140
	$> 6.3 \sim 10$	42	45	45	48	50	52	56	60	63	68	75	80	90	105	120	145
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	58	60	63	65	68	71	75	80	85	95	110	125	150
$> 16 \sim 25$	—	—	—	—	75	78	80	85	85	90	95	100	110	120	135	160	
7	$\geq 1 \sim 3.5$	45	46	50	56	60	71	75	80	85	95	105	120	135	160	190	225
	$> 3.5 \sim 6.3$	50	56	58	63	68	75	80	85	90	100	110	125	140	160	190	225
	$> 6.3 \sim 10$	60	63	65	71	75	80	85	90	95	105	115	130	140	165	195	225
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	80	85	90	95	100	105	110	125	135	150	170	200	230
$> 16 \sim 25$	—	—	—	—	115	120	120	125	130	135	145	155	165	185	210	240	
8	$\geq 1 \sim 3.5$	50	56	58	63	68	75	80	85	90	100	110	125	140	160	190	225
	$> 3.5 \sim 6.3$	68	71	75	78	80	85	90	95	100	110	120	130	145	170	195	230
	$> 6.3 \sim 10$	80	85	90	90	95	100	100	105	110	120	130	140	150	175	200	235
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	110	115	115	120	125	130	135	140	155	165	185	210	240
$> 16 \sim 25$	—	—	—	—	150	155	155	160	160	170	175	180	190	210	230	260	

(续)

精度等级	模数 m /mm	传动中心距 a /mm															
		≤ 30	$>30 \sim 50$	$>50 \sim 80$	$>80 \sim 120$	$>120 \sim 180$	$>180 \sim 250$	$>250 \sim 315$	$>315 \sim 400$	$>400 \sim 500$	$>500 \sim 630$	$>630 \sim 800$	$>800 \sim 1000$	$>1000 \sim 1250$	$>1250 \sim 1600$	$>1600 \sim 2000$	$>2000 \sim 2500$
9	$\geq 1 \sim 3.5$	75	80	90	95	100	110	120	130	140	155	170	190	220	260	310	360
	$>3.5 \sim 6.3$	90	95	100	105	110	120	130	140	150	160	180	200	225	260	310	360
	$>6.3 \sim 10$	110	115	120	125	130	140	145	155	160	170	190	210	235	270	320	370
	$>10 \sim 16$	—	—	—	160	165	170	180	185	190	200	220	230	255	290	335	380
	$>16 \sim 25$	—	—	—	—	215	220	225	230	235	245	255	270	290	320	360	400

注：精度等级按蜗杆第 I 公差组确定。

表 6.2-25 蜗轮齿厚公差 T_{r2} 值 (μm)

(续)

分度圆直径 d_2 /mm	模数 m /mm	精度等级						分度圆直径 d_1 /mm	模数 m /mm	精度等级					
		4	5	6	7	8	9			4	5	6	7	8	9
≤ 125	$\geq 1 \sim 3.5$	45	56	71	90	110	130	$>800 \sim 1600$	$\geq 1 \sim 3.5$	50	67	90	120	140	170
	$>3.5 \sim 6.3$	48	63	85	110	130	160		$>3.5 \sim 6.3$	56	71	100	130	150	190
	$>6.3 \sim 10$	50	67	90	120	140	170		$>6.3 \sim 10$	60	80	110	140	170	210
$>125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	48	60	80	100	120	140	$>1600 \sim 2500$	$\geq 1 \sim 3.5$	56	71	100	130	160	190
	$>3.5 \sim 6.3$	50	67	90	120	140	170		$>3.5 \sim 6.3$	60	80	110	140	170	210
	$>6.3 \sim 10$	56	71	100	130	160	190		$>6.3 \sim 10$	63	85	120	160	190	230
	$>10 \sim 16$	—	80	110	140	170	210		$>10 \sim 16$	—	90	130	170	210	260
$>400 \sim 800$	$\geq 1 \sim 3.5$	48	63	85	110	130	160		$>16 \sim 25$	—	—	140	190	230	290
	$>3.5 \sim 6.3$	50	67	90	120	140	170		$>16 \sim 25$	—	—	160	210	260	320
	$>6.3 \sim 10$	56	71	100	130	160	190								
	$>10 \sim 16$	—	85	120	160	190	230								

注：1. 精度等级按蜗轮第 I 公差组确定。

2. 在最小法向侧隙能保证的条件下， T_{r2} 公差带允许采用对称分布。

表 6.2-26 蜗杆、蜗轮齿坯尺寸和形状公差

精度等级		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
孔	尺寸公差	IT4	IT4	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT8	IT8	IT8	IT8	IT8
	形状公差	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT7	IT7	IT7	IT7	—
轴	尺寸公差	IT4	IT4	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT8	IT8	IT8	IT8	IT8
	形状公差	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT7	IT7	IT7	IT7	—
齿顶圆直径公差		IT6		IT7			IT8		IT8		IT9		IT11

注：1. 当三个公差组的精度等级不同时，按最高精度等级确定公差。

2. 当齿顶圆不作测量齿厚基准时，尺寸公差按 IT11 确定，但不得大于 0.1mm。

3. IT 为标准公差按 GB1800eqv ISO286, 1988《标准公差与基本偏差》确定。

表 6.2-27 蜗杆、蜗轮齿坯基准面径向和端面跳动公差

(μm)

基准面直径 d /mm	精度等级					
	1~2	3~4	5~6	7~8	9~10	11~12
≤ 31.5	1.2	2.8	4	7	10	10
$>31.5 \sim 63$	1.6	4	6	10	16	16
$>63 \sim 125$	2.2	5.5	8.5	14	22	22
$>125 \sim 400$	2.8	7	11	18	28	28
$>400 \sim 800$	3.6	9	14	22	36	36
$>800 \sim 1600$	5.0	12	20	32	50	50
$>1600 \sim 2500$	7.0	18	28	45	71	71
$>2500 \sim 4000$	10	25	40	63	100	100

注：1. 当三个公差组的精度等级不同时，按最高精度等级确定。

2. 当以齿顶圆作为测量基准时，也即为蜗杆、蜗轮的齿坯基准面。

表 6.2-28 极限偏差和公差与蜗杆几何参数的关系式

精度等级	f_A		f_{AL}		$\pm f_{pz}$		f_{pzL}		f_r		f_{f1}		T_{z1}	
	$f_A = Am + C$		$f_{AL} = Am + C$		$f_{pz} = Am + C$		$f_{pzL} = Am + C$		$f_r = Ad_1 + C$		$f_{f1} = Am + C$		$T_{z1} = Am + C$	
	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C
1	0.110	0.8	0.22	1.64	0.08	0.56	0.132	1.02	0.005	1.0	0.13	0.80	1.23	8.9
2	0.180	1.32	0.364	2.52	0.12	0.92	0.212	1.63	0.007	1.52	0.21	1.33	1.5	11.1
3	0.284	2.09	0.575	4.15	0.19	1.45	0.335	2.55	0.011	2.4	0.34	2.1	1.9	13.9
4	0.45	3.3	0.91	6.56	0.3	2.28	0.53	4.03	0.018	3.8	0.53	3.3	2.4	17.3
5	0.72	5.2	1.44	10.4	0.48	3.6	0.84	6.38	0.028	6.0	0.84	5.2	3.0	21.6
6	1.14	8.2	2.28	16.5	0.76	5.7	1.33	10.1	0.044	9.5	1.33	8.2	3.8	27
7	1.6	11.5	3.2	23.1	1.08	8.2	1.88	14.3	0.063	13.4	1.88	11.8	4.7	33.8
8	—	—	—	—	1.51	11.4	2.64	20	0.088	18.8	2.64	16.3	5.9	42.2
9	—	—	—	—	2.10	16	3.8	28	0.124	26.4	3.69	22.8	7.3	52.8
10	—	—	—	—	3.0	22.4	—	—	0.172	36.9	5.2	32	10.2	73.8
11	—	—	—	—	4.2	31	—	—	0.24	52	7.24	44.8	14.4	103.4
12	—	—	—	—	5.8	44	—	—	0.34	72	10.2	63	20.1	144.7

注:采用代号 m —蜗杆轴向模数(mm); d_1 —蜗杆分度圆直径(mm)。

表 6.2-29 极限偏差和公差与蜗轮几何参数的关系式

精度等级	F_p (或 F_{pk})		F_r		F''_i		$\pm f_{pt}$		f''_i		f_{f2}		$\pm f_z$	
	$F_p = B \sqrt{L} + C$		$F_r = Am + B \sqrt{d_2} + C$ $B=0.25A$		$F''_i = Am + B \sqrt{d_2} + C$ $B=0.25A$		$f_{pt} = Am + B \sqrt{d_2} + C$ $B=0.25A$		$f''_i = Am + B \sqrt{d_2} + C$ $B=0.25A$		$f_{f2} = Am + B \sqrt{d_2} + C$ $B=0.0125A$		$f_z = B \sqrt{b_2} + C$	
	B	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	B	C
1	0.25	0.63	0.224	2.8	—	—	0.063	0.8	—	—	0.063	2	—	—
2	0.40	1	0.355	4.5	—	—	0.10	1.25	—	—	0.10	2.5	—	—
3	0.63	1.6	0.56	7.1	—	—	0.16	2	—	—	0.16	3.15	0.50	2.5
4	1	2.5	0.90	11.2	—	—	0.25	3.15	—	—	0.25	4	0.63	3.2
5	1.6	4	1.40	18	—	—	0.40	5	—	—	0.40	5	0.8	4
6	2.5	6.3	2.24	28	—	—	0.63	8	—	—	0.63	6.3	1	5
7	3.55	9	3.15	40	4.5	56	0.90	11.2	1.25	16	1	8	1.25	6.3
8	5	12.5	4	50	5.6	71	1.25	16	1.8	22.4	1.6	10	1.8	8
9	7.1	18	5	63	7.1	90	1.8	22.4	2.24	28	2.5	16	2.5	11.2
10	10	25	6.3	80	9.0	112	2.5	31.5	2.8	35.5	4	25	3.55	16
11	14	35.5	8	100	11.2	140	3.55	45	3.55	45	6.3	40	5	22.4
12	20	50	10	125	14.0	180	5	63	4.5	56	10	63	7.1	31.5

注:采用代号; m —模数(mm); d_2 —蜗轮分度圆直径(mm); L —蜗轮分度圆弧长(mm); b_2 —蜗轮齿宽(mm); $d_2 \leq 400$ mm 的 F_r, F''_i 公差按表中所列关系式再乘以 0.8 确定。

表 6.2-30 极限偏差或公差间的相关关系式

代 号	精 度 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
f_a	$\frac{1}{2}$ IT4	$\frac{1}{2}$ IT5	$\frac{1}{2}$ IT6	$\frac{1}{2}$ IT7	$\frac{1}{2}$ IT8		$\frac{1}{2}$ IT9		$\frac{1}{2}$ IT10		$\frac{1}{2}$ IT11	
f_x	0.8 f_a											
j_{\min}	h(0), g(IT5), i(IT6), e(IT7), d(IT8), c(IT9), b(IT10), a(IT11)											
j_{\max}	$(E_{s1} + T_{r1} + T_{r2} \cos \gamma') \cos \alpha_n + 2 \sin \alpha_n \sqrt{\frac{1}{4} F^2 + f_b^2}$											
j_i	$\approx j_n / (\cos \gamma' \cos \alpha_n)$											
E_{s1}	$-[(j_{\min} / \cos \alpha_n) + E_{s2}]$											
E_{s2}	$\sqrt{f_b^2 + 10 f_{\beta c}^2}$											
T_{r2}	1.3 $F_r + 25$											

注：采用代号 γ' —蜗杆节圆柱导程角； α_n —蜗杆法向齿形角；IT—标准公差，按 GB1800eqv ISO286:1988。

表 6.2-31 圆柱蜗杆传动公差(或偏差)应用示例

(ZN 蜗杆传动, $z_1=2, z_2=80, m=10\text{mm}, \alpha_n=20^\circ, d_1=90\text{mm}, d_2=800\text{mm}, a=450\text{mm}, x_2=+0.5, b_2=100\text{mm}$ 右旋, 精度等级: 传动 7IGB10089—88)

对 象	项 目 名 称	代 号	公差或极限偏差值/ μm	说 明
蜗 杆	螺旋线公差	f_{HL}	50	按表 6.2-8
	一转螺旋线公差	f_h	25	按表 6.2-8
	轴向齿距极限偏差	$\pm f_{pa}$	± 17	按表 6.2-8
	轴向齿距累积公差	f_{pxL}	32	按表 6.2-8
	齿槽径向跳动公差	f_r	20	按表 6.2-9
	齿形公差	f_{f1}	28	按表 6.2-8
	齿厚上偏差	E_{s1}	-138	按表 6.2-23 及 24
	齿厚公差	T_{r1}	71	按表 6.2-22
	齿厚下偏差	E_{s1}	-209	按表 6.2-23
蜗 轮	切向综合公差	F'_t	164	按表 6.2-16
	径向综合公差	F'_r	112	按表 6.2-12
	周节累积公差	F_p	140	按表 6.2-10
	齿圈径向跳动公差	F_r	80	按表 6.2-11
	相邻齿切向综合公差	f'_t	29	按表 6.2-16
	相邻齿径向综合公差	f'_r	32	按表 6.2-13
	周节极限偏差	$\pm f_{pt}$	± 25	按表 6.2-14
	齿形公差	f_{f2}	24	按表 6.2-15
	齿厚极限偏差	E_{s2}	-130	按表 6.2-23
	齿厚公差	T_{r2}	130	按表 6.2-25
传 动	传动切向综合公差	F'_{tc}	178	按表 6.2-16
	传动相邻齿切向综合公差	f'_{tc}	38	按表 6.2-16
	接触斑点	沿齿高 沿齿长	50%	按表 6.2-17
	中心距极限偏差	$\pm f_a$	± 78	$a=450\text{mm}$, 按表 6.2-18
	中间平面极限偏差	$\pm f_c$	± 63	按表 6.2-20
	轴交角极限偏差	$\pm f_x$	± 19	$b_2=100\text{mm}$, 按表 6.2-19
	最小法向侧隙	j_{\min}	40	按表 6.2-21

9 圆柱蜗杆传动计算举例

【例1】 确定蜗杆传动的初步尺寸

已知: $n_1=1460\text{r/min}$, $n_2=71.2\text{r/min}$, $u=20.5$; $T_2=430\text{N}\cdot\text{m}$; 工作平稳; $K_A=1$; 工作时数 $L_h=12000\text{h}$; 拟用 ZA 型蜗杆, 材料 40Cr, 调质处理; 蜗轮用 ZCuSn10Pb1, 砂模浇铸。

【解】 初步设计采用式(6.2-55)。取 $S_{Hmn}=1.1$ 。由表 6.2-5 查得 $\sigma_{Hlm}=265\text{N/mm}^2$, $Z_E=147\sqrt{\text{N/mm}^2}$; 现为调质蜗杆, 应将 σ_{Hlm} 乘以 0.75 (见表 6.2-5 注①), 故得 $\sigma_{Hlm}=265\times 0.75=198.75\text{N/mm}^2$ 。

由式(6.2-51), 当 $u=20.5$ 时, 可取 $(d_1/a)=0.4$; 由图 6.2-11, 查得 $Z_p\approx 2.76$ 。由式(6.2-31), $Z_a=$

$$\sqrt[6]{\frac{25000}{12000}}=1.13, \text{由式(6.2-33), 转速不变, } Z_a=$$

$$\sqrt[8]{\frac{1}{(n_2/8)+1}}=\sqrt[8]{\frac{1}{(71.2/8)+1}}=0.75, \text{由式(6.2-55)}$$

$$a=10\times\sqrt[3]{T_2K_A\left(\frac{Z_pZ_aS_{Hmn}}{Z_EZ_a\sigma_{Hlm}}\right)^2}$$

$$=10\times\sqrt[3]{430\times 1\times\left(\frac{2.76\times 147\times 1.1}{1.13\times 0.75\times 198.75}\right)^2}\text{mm}$$

$$=144.45\text{mm}$$

按表 6.2-3 圆整取标准中心距 $a=160\text{mm}$ 。由式(6.2-55), $d_1=0.4\times 160\text{mm}=64\text{mm}$; 查表 6.2-2, 取标准系列值 $d_1=63\text{mm}$ 。

试取 $m=5\text{mm}$ (表 6.2-1) 由式(6.2-12) $q=d_1/m=63/5=12.6$ 。按第 2.5 节推荐的经验公式选 $z_1\approx(7+2.4\sqrt{a})/u=(7+2.4\sqrt{160})/20.5=1.82$, 取 $z_1=2$ 。 $z_2=uz_1=20.5\times 2=41$ 。

重求 a 值, 由式(6.2-14)及 $x_2=0$ 时, $a=0.5(q+z_2)m=0.5(12.6+41)\times 5=134\text{mm}<$ 概算值 144.45mm , 应重选模数。

取 $m=6.3\text{mm}$ (表 6.2-1 标准值), $q=63/6.3=10$, $a=0.5(q+z_2)m=0.5(10+41)\times 6.3\text{mm}=160.65\text{mm}$ 。 a 值不符合表 6.2-3 标准系列值, 须进行变位使啮合中心距 $a'=160\text{mm}$ 。由式(6.2-15), $x_2=(a'-a)/m=\frac{160-160.65}{6.3}=-0.10317$ 。由式(6.2-14), 变位后的中心距 $a'=0.5(q+z_2+2x_2)m=0.5(10+41-2\times 0.10317)\times 6.3\text{mm}=160\text{mm}$, 符合标准值。

由式(6.2-11), 蜗杆节圆柱导程角

$$\gamma'=\arctan\left(\frac{z_1}{q+2x_2}\right)$$

$$=\arctan\frac{2}{10+2\times(-0.10317)}(^{\circ})$$

$$=11^{\circ}32'31''$$

蜗轮分度圆(节圆)直径 $d_2=mz_2=258.30\text{mm}$ 。

蜗轮中圆直径, 由式(6.2-13), $d_{m2}=d_2-2m_{x_2}=258.30-2\times 6.3\times 0.10317\text{mm}=257.00\text{mm}$ 。其他几何尺寸计算参见表 6.2-4; 承载能力验算从略, 可参照例题 3 进行。

【例2】 同上例, 仍采用 ZA 蜗杆, 材料 20MnCr, 渗碳淬硬 $60\pm 2\text{HRC}$ 并经磨削。蜗轮用 ZCuSn10Pb1 离心铸。

【解】 由表 6.2-5 查得 $\sigma_{Hbm}=425\text{N/mm}^2$, $Z_E=147\sqrt{\text{N/mm}^2}$, 由式(6.2-55)得

$$a=10\times\sqrt[3]{430\times 1\times\left(\frac{2.76\times 147\times 1.1}{1.13\times 0.75\times 425}\right)^2}\text{mm}$$

$$=87.1\text{mm}$$

查表 6.2-3, 取 $a=100\text{mm}$ (标准值),

$d_1=0.4a=0.4\times 100\text{mm}=40\text{mm}$, 符合表 6.2-2 标准值。试取 $m=4\text{mm}$, 则 $q=d_1/m=40/4=10$

$$a=0.5(Z_2+q)m=0.5(41+10)\times 4\text{mm}$$

$$=102\text{mm}$$

$$x_2=\frac{a'-a}{m}=\frac{100-102}{4}=-0.5$$

如不拟用负变位, 则可重取 $d_1=35.5\text{mm}$ (表 6.2-2), $d_1/a=35.5/100=0.355$, 符合式(6.2-51)推荐比例范围。

$$q=\frac{35.5}{4}=8.875$$

$$a=0.5m(z_2+q)=0.5\times 4(41+8.875)\text{mm}$$

$$=99.75\text{mm}$$

安装中心距 a' 必须是标准值, 即 $a'=100\text{mm}$ 。

$$\text{变位系数 } x_2=\frac{a'-a}{m}=\frac{100-99.75}{4}=0.0625$$

由于采用渗碳淬火及磨削的蜗杆及蜗轮离心铸后, 传动尺寸 a' 比上例显著减小。

【例3】 蜗杆传动润滑方式和润滑油的选择以及承载能力验算。

已知: ZI 蜗杆传动, 用于冶金设备; 双向传动, 载荷有冲击; 每日工作 24h, 持续率 40%, 要求设计寿命 5 年, $a'=400\text{mm}$, $u=20.5$, $\alpha_x=20^{\circ}$, $m=16\text{mm}$, $z_1=2$, $z_2=41$, $n_1=580\text{r/min}$, $n_2=28.293\text{r/min}$, $d_1=140\text{mm}$, $d'_1=144\text{mm}$, $d_1=d'_2=656\text{mm}$, $x_2=+0.125$; 输入功率 $P_1=40\text{kW}$ 。材料: 蜗杆 15CrMn, 渗碳淬硬 $60\pm 2\text{HRC}$ 并经磨削; 蜗轮锡磷镍青铜 GZ-CuSn12Ni 离心铸造。蜗杆要求下置, 有风扇冷却, 箱体有散热筋片。蜗杆轴支承间跨距 $l=560\text{mm}$ 。

【解】

(1) 润滑方式选择 由图 6.1-3, $n_1=580\text{r/min}$ 和

$d_1=140\text{mm}$ 时,查得:用浸油润滑。

(2) 润滑油选择

$$q=d_1/m=140/16=8.75$$

$$\gamma'=\arctan \frac{z_1}{q+2z_2}=\arctan \frac{2}{8.75+2 \times 0.125}$$

$$=12^{\circ}31'43''$$

滑动速度由式(6.1-4)得

$$v'=\pi d_1 n_1 / (60 \times 1000 \cos \gamma')$$

$$=\frac{\pi \times 144 \times 580}{60 \times 1000 \cos 12^{\circ}31'43''}=4.48\text{m/s}$$

由 v' , 查表 6.1-3, 选得粘度 $\nu_{40}=320\text{mm}^2/\text{s}$; 从表 6.1-2, 选用合成极压蜗杆蜗轮油 320 号, 或重载复合蜗杆蜗轮油 HD-320W。

(3) 求传动效率 由表 6.1-1, 当 $v=4.48\text{m/s}$ 时, 插值得 $\rho=1^{\circ}16'48''$, 啮合效率为

$$\eta_1=\frac{\tan \gamma'}{\tan (\gamma'+\rho)}$$

$$=\frac{\tan 12^{\circ}31'43''}{\tan (12^{\circ}31'43''+1^{\circ}16'48'')}=0.904$$

取两对滚动轴承效率 $\eta_2=0.99^2=0.98$ 。取搅油效率 $\eta_3=0.98$ 。传动总效率 $\eta=\eta_1 \eta_2 \eta_3=0.904 \times 0.98 \times 0.98=0.8682$ (或用式(6.1-5)概略计算, $\eta=(100-\frac{i}{2})\% =0.8975$ 结果也大致相近)

(4) 蜗杆减速器发热验算 由式(6.2-39)损耗功率 $P_v=P_1(1-\eta)=40(1-0.8682)=5.272\text{kW}$ 。

由式(6.2-43), 散热面积 $A_{ca} \approx 9 \times 10^{-5} a^{1.85} = 9 \times 10^{-5} \times 400^{1.85} = 5.862\text{m}^2$

由式(6.2-42), 箱外壁持久稳定温升 $\vartheta_{acc} = \frac{\vartheta_L - \vartheta_a}{1.03 + 0.1 \sqrt{n_1 \times 10^{-3}}} - 1.5$ 取油池最高油温 $\vartheta_L = 80^{\circ}\text{C}$, 箱外空气温度 $\vartheta_a = 30^{\circ}\text{C}$ (冶金设备), $\vartheta_{acc} = (80 - 30) / (1.03 + 0.1 \sqrt{580 \times 10^{-3}}) - 1.5 = 43.70^{\circ}\text{K}$ 。

蜗杆下置有风扇时, 由式(6.2-44)得, 传热系数 $k_{ca} \approx 6.6 \times 10^{-3} [1 + 0.4 (n_1/60)^{0.75}] = 6.6 \times 10^{-3} \times [1 + 0.4 (\frac{580}{60})^{0.75}] = 0.021\text{kW}/\text{m}^2\text{K}$ 。

由式(6.2-41), 油池润滑时的散热功率 $Q_{ab} = \vartheta_{acc} A_{ca} k_{ca} = 43.70 \times 5.862 \times 0.021 = 5.380\text{kW}$ 。

由式(6.2-38), 温升安全系数 $S_T = Q_{ab} / P_v = \frac{5.380}{5.272} = 1.02 > 1$ 。基本通过, 但裕度不大, 为可靠起见可以改用喷油压力润滑。

取润滑油的比热容 $c \approx 1.7\text{kW} \cdot \text{s}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 油的密度 $\rho \approx 900\text{kg}/\text{m}^3$; 设油流入油冷却器的温度 $\vartheta_a = 80^{\circ}\text{C}$, 流出油冷却器的温度 $\vartheta_{out} = 35^{\circ}\text{C}$; 求维持油温不超过极限值 80°C 时热平衡要求的最小喷油量, 由式

(6.2-48)得

$$Q_k \geq \frac{P_1(1-\eta)}{c\rho(\vartheta_{in}-\vartheta_{out})} = \frac{5.272}{1.7 \times 900 \times (80-35)}$$

$$= 7.657 \times 10^{-5} \text{m}^3/\text{s} = 4.6\text{L}/\text{min}$$

实际喷油量应取得大于此值, 使蜗杆减速器维持较低的油温。查表 6.1-4, 当中心距 $a' = 400\text{mm}$ 时, 推荐的喷油量 $Q_k = 20\text{L}/\text{min} = \frac{1}{3} \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$ 。此时减速器的油温亦即进入冷却器前的油温将为

$$\vartheta_{in} = \frac{P_1(1-\eta)}{c\rho Q_k} + \vartheta_{out} = \frac{5.272}{1.7 \times 900 \times \frac{1}{3} \times 10^{-3}} + 35$$

$$= 10.34 + 35 = 45.34^{\circ}\text{C}$$

(5) 齿面疲劳点蚀安全系数验算

由表 6.2-5, $\sigma_{Hlim} = 520\text{N}/\text{mm}^2$, $Z_F = 152.2 \sqrt{\text{N}/\text{mm}^2}$, 取 $K_A = 1.3$ (有冲击); 由图 6.2-11, 按 $d_1/a = 140/400 = 0.35$ 。查得 $Z_s = 2.9$ (ZI 蜗杆)。工作小时数 $L_h = 300 \times 24 \times 5 \times 40\% = 14400\text{h}$; 由式(6.2-31), 寿命系数 $Z_N = \sqrt[9]{\frac{25000}{L_h}} = \sqrt[9]{\frac{25000}{14400}} = 1.1$; 由式(6.2-33), 转速对循环次数的影响系数为

$$Z_n = 1 / [(n_2/8) + 1]^{1.8} = 1 / \left[\frac{28.293}{8} + 1 \right]^{1.8} = 0.828$$

$$T_2 = 9549 \frac{P_2}{n_2} = 9549 \frac{P_1 \eta}{n_2} = 9549 \times \frac{40 \times 0.8682}{28.293} = 11720.84\text{N} \cdot \text{m}$$

由式(6.2-35), 齿面疲劳点蚀安全系数

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_H Z_n}{Z_E Z_p \sqrt{1000 T_2 K_A / a'^3}}$$

$$= \frac{520 \times 1.1 \times 0.828}{152.2 \times 2.9 \sqrt{1000 \times 11720.84 \times 1.3 / 400^3}}$$

$$= 2.2 > S_{Hmin} = 1 \sim 1.3$$

(6) 蜗轮轮齿弯曲强度验算 由式(6.2-13), $d_{m2} = d_2 + 2mx_2 = 656 + 2 \times 16 \times 0.125 = 660\text{mm}$; $F_{t2} = 2000T_2/d_{m2} = 2 \times 11720.84 \times 10^3/660 = 35517.70\text{N}$; 由表 6.2-4, $b_2 = 2m(0.5 + \sqrt{q+1}) = 2 \times 16 \times (0.5 + \sqrt{8.75+1}) = 116\text{mm}$; 由表 6.2-5, $U_{lim} = 220 \times 0.7 = 154\text{MPa}$ 。弯曲强度安全系数, 由式(6.2-37)得

$$S_F = \frac{U_{lim} m b_2}{F_{t2} K_A} = \frac{154 \times 16 \times 116}{35517.70 \times 1.3}$$

$$= 6.19 > S_{Fmin} = 1 \sim 1.7$$

(7) 蜗杆刚度验算 刚度验算不能省略, 可按式(6.2-50)进行。 $T_1 = 9549P_1/n_1 = 658.55\text{N}$; $F_{t1} = 2T_1 \times 10^3/d_1 = 2 \times 658.55 \times 10^3/140 = 9407.86\text{N}$; 由表 6.2-4, $\gamma = \arctan(z_1/q) = \arctan \frac{2}{8.75} = 12^{\circ}52'30''$, $\alpha_x = \arctan(\tan \alpha_n / \cos \gamma) = \arctan(\tan 20^{\circ} / \cos 12^{\circ}52'30'') = 20^{\circ}28'25''$ 。

由式(6.2-21), $F_{r1} = F_{r1} \tan \alpha_r = F_{t2} \tan \alpha_r = 35517.70 \times \tan 20^\circ 28' 25'' = 13260.88 \text{ N}$, $I \approx \pi d_1^4 / 64 = \pi \times 140^4 / 64 = 18.8574 \times 10^6 \text{ mm}^4$, $E_1 = 206000 \text{ N/mm}^2$, 跨距 $l = 560 \text{ mm}$ 。由式(6.2-50), 蜗杆轴的最大挠度

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{(\sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}) l^3}{18E_1 I} \\ &= \frac{(\sqrt{(9407.86)^2 + (13260.88)^2}) 560^3}{48 \times 2.06 \times 10^5 \times 18.8574 \times 10^6} \\ &= 0.015 \text{ mm} < \delta_{lim} = 0.004 m = 0.004 \times 16 \\ &= 0.064 \text{ mm} \end{aligned}$$

本章所介绍的几何尺寸计算方法(表6.2-4)和承载能力计算方法, 同样可用于计算圆弧圆柱蜗杆传动(有关齿形的特点等将在第3章介绍), 故下章不再另行复述其承载能力计算方法。现仅补充两个算例说明公式在这方面的应用。

【例4】 一圆弧圆柱蜗杆传动, 齿形 ZC_1 , 传递额定转矩 $T_2 = 5200 \text{ N} \cdot \text{m}$, 传动比 $i = 12.33$, 蜗杆转速 $n_1 = 1000 \text{ r/min}$, 蜗轮转速 $n_2 = 81.1$, $z_1 = 3$, $z_2 = 37$ 。工作载荷有中等振动, 使用系数 $K_A = 1.3$; 预期工作时数 $L_h = 25000 \text{ h}$ 。试确定传动的初步尺寸。

【解】

由式(6.2-31), 寿命系数为

$$Z_A = \sqrt[6]{\frac{25000}{L_h}} = \sqrt[6]{\frac{25000}{25000}} = 1$$

由式(6.2-33), 转速系数为

$$Z_n = \left(\frac{1}{\frac{n_2}{8} + 1} \right)^{1/8} = \left(\frac{1}{\frac{81.1}{8} + 1} \right)^{1/8} = 0.74$$

由式(6.2-55), 中心距为

$$a = 10 \sqrt[3]{T_2 K_A \left(\frac{Z_p Z_E S_{Hmn}}{Z_k Z_n \sigma_{Hmn}} \right)^2} \text{ mm}$$

由式(6.2-51), 取 $(d_1/a) = 0.4$, 查图6.2-11, 接 ZC 蜗杆, 得接触系数 $Z_p = 2.46$ 。

由表6.2-5, 设蜗杆材料为16MnCr5, 渗碳淬火并磨削, $60 \pm 2 \text{ HRC}$; 蜗轮材料为GZ-CuSn12, 离心铸造; 查得 $\sigma_{Hmn} = 425 \text{ MPa}$, $Z_E = 147 \times \sqrt{\text{N/mm}^2}$; 取安全系数 $S_{Hmn} = 1.3$, 则

$$\begin{aligned} a &\geq 10 \sqrt[3]{5200 \times 1.3 \left(\frac{2.46 \times 147 \times 1.3}{0.74 \times 1 \times 425} \right)^2} \text{ mm} \\ &= 247.2 \text{ mm} \end{aligned}$$

按表6.1-3, 取标准中心距 $a' = 250 \text{ mm}$ 。

查文献[3]CAVEX(ZC_1 蜗杆)产品目录, 或表6.3-5, 当名义传动比 $i_N = 12.5$, 实际传动比 $i = 12.33$ 时, 参

数搭配表中相近的中心距为 $a' = 250 \text{ mm}$, $m = 10.5 \text{ mm}$, $z_1 = 3$, $z_2 = 37$, $d_{m1} = d_1 - 99 \text{ mm}$, $b_1 = 160 \text{ mm}$, $d_{m2} = 401 \text{ mm}$, $b_2 = 73 \text{ mm}$ 。由表6.2-4, $d_2 = d'_2 = m z_2 = 388.50 \text{ mm}$, $d'_1 = 2a' - d'_2 = 2 \times 250 - 388.50 = 111.50 \text{ mm}$; $a = (d_1 + d_2)/2 = (99 + 388.50)/2 = 243.75 \text{ mm}$; 变位系数 $x_2 = \frac{a' - a}{m} = \frac{250 - 243.75}{2} = 0.5952$ (变位系数亦可由式(6.2-13)中求得, 即 $x_2 = (d_{m2} - d_2)/2m = (401 - 388.5)/(2 \times 10.5) = 0.5952$)。

其他尺寸亦可按表6.2-4自行计算, 从略。

【讨论】

本题原始数据作者取自CAVEX实际产品[3], 目的是验证一下有关的承载能力计算公式的计算结果, 能在多大程度上反映客观实际情况。在CAVEX产品目录中, 当 $i = 12.33$, $T_2 = 5200 \text{ N} \cdot \text{m}$, $n_1 = 1000 \text{ r/min}$ 时, 此蜗杆传动的中心距为 250 mm 。而此例解算结果, 要求 $a \geq 247.2 \text{ mm} \approx 250 \text{ mm}$, 与实际甚为吻合。说明第2章推导出的承载能力计算公式(6.2-55), 式(6.2-29至6.2-30)以及表6.2-5提供的材料强度值等, 能够很好地符合工程实际情况并具有较好的计算精度。

本例的蜗杆传动结构尺寸, 可参见图6.2-13。

【例5】 已知一圆弧圆柱蜗杆传动(ZC_1), 传递转矩 $T_2 = 15500 \text{ N} \cdot \text{m}$, $n_1 = 750 \text{ r/min}$, $n_2 = 110 \text{ r/min}$, $z_1 = 6$, $z_2 = 41$, $i = 1.833$, $m = 20 \text{ mm}$, $d_1 = d_{m1} = 165 \text{ mm}$, $b_1 = 300 \text{ mm}$, $d_{m2} = 835 \text{ mm}$, $d_2 = 820 \text{ mm}$, $a' = 500 \text{ mm}$, $x_2 = +0.375$, $b_2 = 115 \text{ mm}$, $\alpha_0 \approx 24^\circ$ 。长期工作, 持续率80%, 每天工作16h, 要求寿命10年, 双向传动, 工作载荷有中等振动。蜗杆材料为16MnCr5, 渗碳淬火并经磨削, $60 \pm 2 \text{ HRC}$; 蜗轮为GZ-CuSn12, 离心铸造。试验算此传动的承载能力。

【解】

由表6.2-5及其注①, $\sigma_{Hmn} = 425 \text{ MPa}$, $Z_E = 147 \sqrt{\text{N/mm}^2}$, $U_{Hmn} = 190 \times 0.7 \times 1.18 = 156.9 \text{ MPa}$ (双向传动, $\alpha_0 \approx 24^\circ$)。原动机为电动机, 工作机有中等振动, 取 $K_A = 1.25$ 。工作时数 $L_h = 10 \times 300 \times 16 \times 80\% = 38400 \text{ h}$, 寿命系数, 由式(6.2-31)得

$$Z_A = \sqrt[6]{25000/38400} = 0.93$$

转速系数, 由式(6.2-33)得

$$Z_n = \left(\frac{1}{\frac{n_2}{8} + 1} \right)^{1/8} = \left(\frac{1}{\frac{110}{8} + 1} \right)^{1/8} = 0.71$$

$\left(\frac{d_1}{a'} \right) = \frac{165}{500} = 0.33$, 查图6.2-11, ZC 蜗杆, 得接触系数 $Z_p = 2.63$ 。将以上各式代入式(6.2-35), 得疲劳点蚀安全系数

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_H Z_R}{Z_E Z_o \sqrt{1000 T_2 K_A / a'^3}}$$

$$= \frac{425 \times 0.93 \times 0.71}{147 \times 2.63 \times \sqrt{1000 \times 15500 \times 1.25 / 500^3}}$$

$$= 1.84 > S_{Hmin} = 1 \sim 1.3$$

由式(6.2-20),蜗轮圆周力

$$F_{t2} = \frac{2T_2 \times 1000}{d_{m2}} = \frac{2 \times 15500 \times 1000}{835} \text{ N}$$

$$= 37126 \text{ N}$$

由式(6.2-37),轮齿弯曲折断安全系数

$$S_F = \frac{U_{lim} m b_2}{F_{t2} K_A} = \frac{156.9 \times 20 \times 115}{37126 \times 1.25}$$

$$= 7.78 > S_{Fmin} = 1 \sim 1.7$$

因此接触强度和弯曲强度均安全通过。发热验算及蜗杆刚度验算亦应进行,此处从略。

【讨论】 本题原始数据亦取自CAVEX实际出厂产品目录^[3],应用本章承载能力验算公式校核时,其结果与产品实际状况十分相符,具有合理的安全系数;亦间接验证了本章介绍的承载能力计算方法具有相当的可靠性和合理性。

第3章 圆弧圆柱蜗杆传动

1 概述

1.1 圆弧圆柱蜗杆传动的分类

圆弧圆柱蜗杆是一种非直纹面圆柱蜗杆,其齿面一般为圆弧形凹面,由此命名,代号为ZC蜗杆。它和与其共轭的蜗轮组成的蜗杆副,是用来传递交错轴间的运动和动力的。

圆弧圆柱蜗杆(ZC蜗杆)传动可分为圆环面包络圆柱蜗杆传动和轴向圆弧齿圆柱蜗杆传动两种类型。

1.1.1 圆环面包络圆弧圆柱蜗杆(ZC₁及ZC₂)传动

蜗杆齿面是圆环面砂轮(砂轮轴平面上刀具产形线是圆环面母圆上的一段圆弧)与蜗杆作相对螺旋运动时,砂轮曲面族的包络面。

圆环面包络圆弧圆柱蜗杆传动又分为两种形式。

1) ZC₁蜗杆传动^①蜗杆齿面是由圆环面(砂轮)形成的,蜗杆轴线与砂轮轴线的轴交角等于蜗杆分度圆柱导程角,该二轴线的公垂线通过蜗杆齿槽的某一位置。砂轮与蜗杆齿面的瞬时接触线是一条固定的空间曲线。砂轮与蜗杆的相对位置见图6.3-1。

2) ZC₂蜗杆传动^②蜗杆齿面是由圆环面(砂轮)形成的,蜗杆轴线与砂轮轴线的轴交角为某一角度,该二轴线的公垂线通过砂轮齿廓曲率中心。砂轮与蜗杆齿面的瞬时接触线是一条与砂轮的轴向齿廓互相重合的固定的平面曲线。砂轮与蜗杆的相对位置见图6.3-2。

1.1.2 轴向圆弧圆柱蜗杆(ZC₃)传动

蜗杆齿面是由蜗杆轴向平面内一段凹圆弧绕蜗杆轴线作螺旋运动时形成的,也就是将凸圆弧车刀前刃面置于蜗杆轴向平面内,车刀绕蜗杆轴线作相对螺旋运动时所形成的轨迹曲面。车刀与蜗杆的相对位置见图6.3-3。

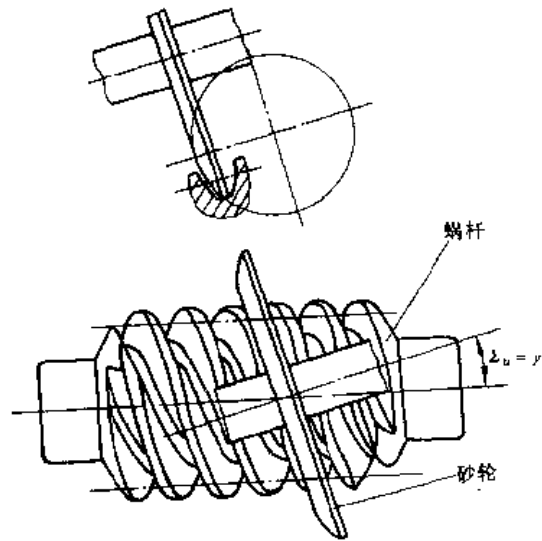


图 6.3-1 ZC₁蜗杆的加工

1.2 圆弧圆柱蜗杆传动的特点

1) 蜗杆和蜗轮两共轭齿面是凹凸啮合,当量曲率

- ① ZC₁蜗杆传动在德国命名为ZH蜗杆,在四、五十年代开发成功(以Niemann为首),由Flender公司以CAVEX品牌生产,ISO命名为ZC蜗杆。
- ② 由前苏联Flifvin在ZC₁基础上提出,但未全面推广应用。

小,因而单位齿面压力(赫兹压力)减小,接触强度提高,见图 6.3-4。

2) 蜗杆与蜗轮啮合时的瞬时接触线方向与相对滑动方向的夹角(润滑角)较大,易于形成和保持油膜,摩擦因数小,齿面磨损少,传动效率高,见图 6.3-5。

3) 在蜗杆齿强度不减弱的前提下,能够增大蜗轮的齿根厚度,使蜗轮齿的弯曲强度增大,见图 6.3-6。

4) 蜗杆与蜗轮相啮合时,蜗轮为正变位,啮合节线位于接近蜗杆齿顶的位置,啮合性能好,见图 6.3-7。

5) 制造工艺简单,承载能力大,传动效率高,结构紧凑,重量轻。

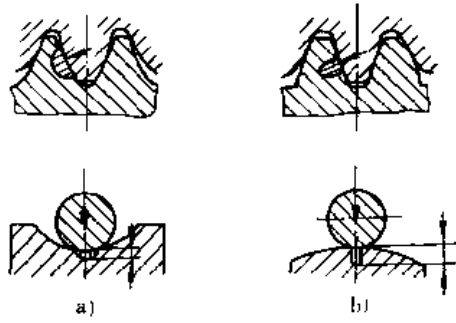


图 6.3-4 蜗杆与蜗轮齿面接触示意图
a) ZC 蜗杆 b) 普通蜗杆

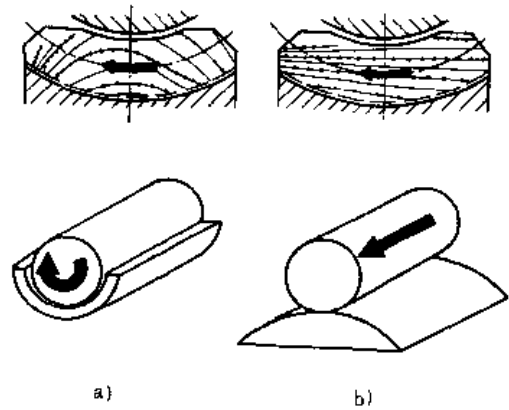


图 6.3-5 蜗杆与蜗轮啮合时的瞬时接触线
a) ZC 蜗杆 b) 普通蜗杆

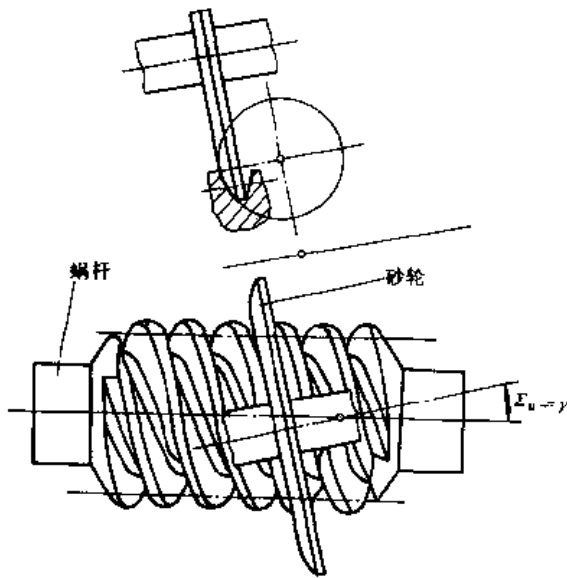


图 6.3-2 ZC₂ 蜗杆的加工

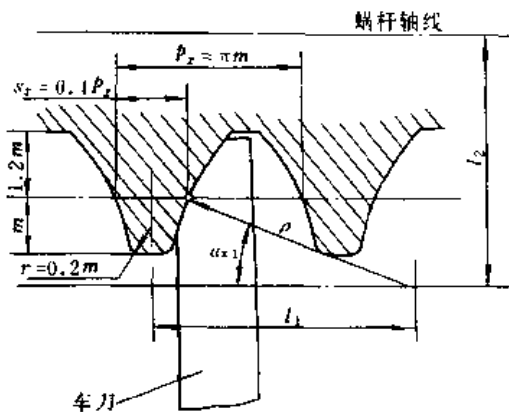


图 6.3-3 ZC₃ 蜗杆的加工

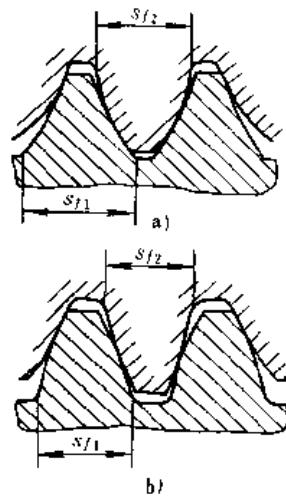


图 6.3-6 蜗杆与蜗轮的齿根厚度示意图
a) ZC 蜗杆 b) 普通蜗杆

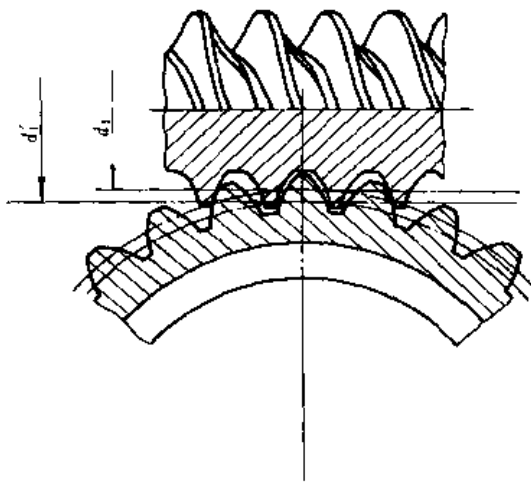


图 6.3-7 蜗杆与蜗轮啮合示意图

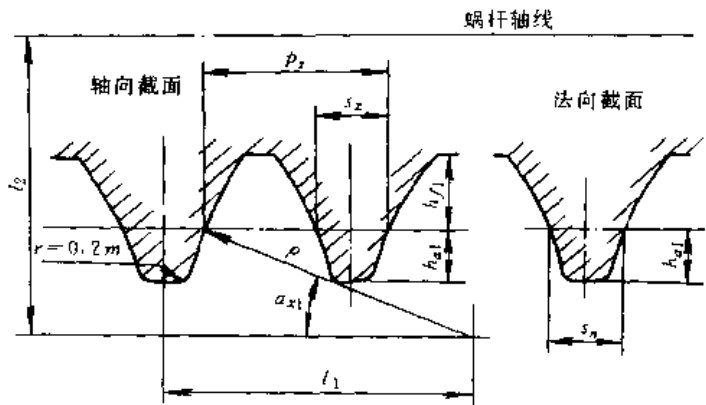


图 6.3-8 ZC₃ 轴向圆弧圆柱蜗杆基本齿廓

2 轴向圆弧圆柱蜗杆(ZC₃)传动的几何及啮合计算

这是我国自己创制的一种圆弧圆柱蜗杆,多年来全国已有多家工厂进行大批量系列生产,并在1979年制订了标准^①JB/Z149-79及JB2318-79。

2.1 齿形计算

2.1.1 基本齿廓(见图 6.3-8)

2.1.2 齿形几何参数

轴向圆弧圆柱蜗杆齿形的基本参数 ρ 、 x_2 和 α_{x1} 可按下述推荐范围选取

(1) 蜗杆轴向齿廓曲率半径 ρ ρ 值大小直接影响接触线形状,当量曲率半径的大小,啮合区大小和齿廓形状。考虑上述因素,推荐数值为

$$\rho = (5 \sim 5.5)m$$

ρ 随头数 z_1 的增加而增大。

(2) 变位系数 x_2 为了避免根切,应使 $x_{2min} \geq 0.5$; 为了避免蜗轮齿顶变尖,应使 $x_{2max} \leq 1.5$ 。推荐 x_2 值为

$$x_2 = 0.5 \sim 1.5$$

通常, $z_1 > 2$ 时,取 $x_2 = 0.7 \sim 1.2$;

$z_1 \leq 2$ 时,取 $x_2 = 1 \sim 1.5$ 。

(3) 轴向齿形角 α_{x1} 推荐取

$$\alpha_{x1} = 23^\circ$$

2.1.3 齿形几何尺寸计算公式(见表 6.3-1)

表 6.3-1 ZC₃ 轴向圆弧圆柱蜗杆齿形几何尺寸计算公式 (mm)

序号	名称	代号	公式			
1	变位系数	x_2	$x_2 = 0.5 \sim 1.5$ 通常 $x_2 = 0.7 \sim 1.2$			
2	轴向齿形角	α_{x1}	$\alpha_{x1} = 23^\circ$			
3	蜗杆轴向齿廓曲率半径	ρ	z_1	1、2	3	4
			ρ	5m	5.3m	5.5m
4	蜗杆轴向齿厚	s_x	$s_x = 0.4\pi m$			
5	蜗杆法向齿厚	s_n	$s_n = s_x \cos \gamma$			
6	蜗杆轴向齿距	p_x	$p_x = \pi m$			
7	圆弧中心坐标值	l_1	$l_1 = \rho \cos \alpha_{x1} + \frac{1}{2} s_x$			
8	圆弧中心坐标值	l_2	$l_2 = \rho \sin \alpha_{x1} + \frac{1}{2} d_1$			
9	蜗杆轴向齿顶厚	s_a	$s_a = 2 \left[l_1 - \sqrt{\rho^2 - (l_2 - d_n/2)^2} \right]$			
10	蜗杆轴向齿根厚	s_f	$s_f = 2 \left[l_1 - \sqrt{\rho^2 - (l_2 - d_f/2)^2} \right]$			

① JB 标准原名“圆弧齿圆柱蜗杆”现按 GB10086-88 名词术语统一为“轴向圆弧圆柱蜗杆”。——篇主编注

2.2 几何参数和尺寸计算

2.2.1 基本几何尺寸计算公式(见表6.3-2)

表 6.3-2 ZC₃ 轴向圆弧圆柱蜗杆传动基本几何尺寸计算公式 (mm)

序号	名称	代号	公式										
1	中心距	a	$a = \frac{1}{2}m(x_2 + q + 2x_2)$										
2	传动比	i	$i = z_2/z_1$										
3	蜗杆头数	z_1	$z_1 = 1, 2, 3, 4$										
4	蜗轮齿数	z_2	$z_2 = iz_1$										
5	模数	m	$m = p_x/\pi$										
6	蜗杆直径系数	q	$q = d_1/m$										
7	蜗轮变位系数	x_2	$x_2 = \frac{a}{m} - \frac{q + x_2}{2}$										
8	蜗杆轴向齿形角	α_{x_1}	$\alpha_{x_1} = 23^\circ$ (推荐值)										
9	齿顶高系数	h_a^*	$h_a^* = 1$										
10	顶隙系数	c^*	$c^* = 0.2$										
11	蜗杆齿顶高	h_{a1}	$h_{a1} = h_a^* m = m$										
12	蜗杆齿根高	h_{f1}	$h_{f1} = (h_a^* + c^*)m = 1.2m$										
13	顶隙	c	$c = c^* m = 0.2m$										
14	蜗杆分度圆直径	d_1	$d_1 = qm$										
15	蜗杆节圆直径	d'_1	$d'_1 = d_1 + 2mx_2 = m(q + 2x_2)$										
16	蜗杆齿顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2m$										
17	蜗杆齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2.4m$										
18	蜗杆分度圆柱导程角	γ	$\gamma = \arctan \frac{mz_1}{d_1} = \arctan \frac{z_1}{q}$										
19	蜗杆法向模数	m_n	$m_n = m \cos \gamma$										
20	蜗杆导程	p_x	$p_x = z_1 p_x$										
21	蜗杆轴向齿距	p_x	$p_x = \pi m$										
22	蜗杆螺旋参数	p	$p = p_x/2\pi - mx_1/2$										
23	蜗杆轴向齿厚	s_x	$s_x = 0.4\pi m$										
24	蜗杆法向齿厚	s_n	$s_n = s_x \cos \gamma$										
25	蜗轮齿顶高	h_{a2}	$h_{a2} = m(h_a^* + x_2)$										
26	蜗轮齿根高	h_{f2}	$h_{f2} = m(h_a^* + c^* - x_2)$										
27	蜗轮分度圆直径	d_2	$d_2 = mz_2$										
28	蜗轮节圆直径	d'_2	$d'_2 = d_2 = mz_2$										
29	蜗轮齿顶圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = d_2 + 2m(h_a^* + x_2)$										
30	蜗轮齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = d_2 - 2m(h_a^* + c^* - x_2)$										
31	蜗轮外圆直径	d_{e2}	$d_{e2} \leq d_{a2} + (0.8 - 1)m$ (取整)										
32	蜗轮齿宽	b_2	$b_2 = (0.67 - 0.7)d_{a1}$ (取整)										
33	蜗杆齿宽	b_1 ^①	<table border="1"> <tr> <td rowspan="2">$x_1 = 1.2$</td> <td>$x_2 < 1$ 时</td> <td>$b_1 \geq (12.5 + 0.1z_2)m$</td> </tr> <tr> <td>$x_2 \geq 1$ 时</td> <td>$b_1 \geq (13 + 0.1z_2)m$</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">$x_1 = 3.4$</td> <td>$x_2 < 1$ 时</td> <td>$b_1 \geq (13.5 + 0.1z_2)m$</td> </tr> <tr> <td>$x_2 \geq 1$ 时</td> <td>$b_1 \geq (14 + 0.1z_2)m$</td> </tr> </table>	$x_1 = 1.2$	$x_2 < 1$ 时	$b_1 \geq (12.5 + 0.1z_2)m$	$x_2 \geq 1$ 时	$b_1 \geq (13 + 0.1z_2)m$	$x_1 = 3.4$	$x_2 < 1$ 时	$b_1 \geq (13.5 + 0.1z_2)m$	$x_2 \geq 1$ 时	$b_1 \geq (14 + 0.1z_2)m$
$x_1 = 1.2$	$x_2 < 1$ 时	$b_1 \geq (12.5 + 0.1z_2)m$											
	$x_2 \geq 1$ 时	$b_1 \geq (13 + 0.1z_2)m$											
$x_1 = 3.4$	$x_2 < 1$ 时	$b_1 \geq (13.5 + 0.1z_2)m$											
	$x_2 \geq 1$ 时	$b_1 \geq (14 + 0.1z_2)m$											

① 对磨削蜗杆 b_1 的加长量: $m \leq 6$ 时加长 20mm; $m = 7 \sim 9$ 时加长 30mm; $m = 10 \sim 14$ 时加长 40mm; $m = 16 \sim 25$ 时加长 50mm。

2.2.2 蜗杆蜗轮啮合参数搭配(见表6.3-3)

表 6.3-3 ZC₃ 轴向圆弧蜗杆蜗轮啮合参数搭配(JB/Z149-79)及(JB2318-79)

中心距 a /mm	传动比 代号	公称 传动比 i	模数 m /mm	蜗杆分度 圆直径 d_1 /mm	蜗杆 头数 z_1	齿廓圆 弧半径 ρ /mm	变位系数 x_2	蜗轮齿数 z_2	实际传 动比 i_a
80	1	8	3.5	44	4	20	1.071	31	7.75
	2	10			3	19			10.33
	4	16			2	18			15.5
	7	31.5			1				31
	3	12.5	3	38	3	16	0.833	39	13
	5	20			2	15			19.5
	8	40			1				39
	6	25	2.5	32	2	13	0.60	50	25
	9	50			1				50
100	1	8	4.5	52	4	25	0.944	31	7.75
	2	10			3	24			10.33
	4	16			2	23			15.5
	7	31.5			1				31
	3	12.5	4	41	3	21	0.5	38	12.67
	5	20			2	20			19
	8	40			1				38
	6	25	3	38	2	15	1	52	26
	9	50			1				52
125	1	8	5.5	62	4	30	0.591	33	8.25
	2	10			3	32			10
	4	16			2	28			16.5
	7	31.5			1				33
	3	12.5	5	55	3	26	0.5	38	12.67
	5	20			2	23			21
	8	40			1				42
	6	25	4	44	2	20	0.75	50	25
	9	50			1				50
160	1	8	7	76	4	39	0.929	33	8.25
	2	10			3	42			9.67
	4	16			2	35			16.5
	7	31.5			1				33
	3	12.5	6	74	3	32	1	39	13
	5	20			2	30			20.5
	8	40			1				41
	6	25	5	55	2	25	1	51	25.5
	9	50			1				51
200	1	8	9	90	4	50	0.722	33	8.25
	2	10			3	53			9.67
	4	16			2	45			16.5
	7	31.5			1				33
	3	12.5	8	80	3	42	0.5	39	13
	5	20			2	40			19.5
	8	40			1				39
	6	25	6	74	2	30	1.167	52	26
	9	50			1				52

(续)

中心距 a /mm	传动比 代号	公称 传动比 i	模数 m /mm	蜗杆分度 圆直径 d_1 /mm	蜗杆 头数 z_1	齿廓圆 弧半径 ρ /mm	变位系数 x_2	蜗轮齿数 z_2	实际传 动比 i_a
250	1	8	12	114	4	66	0.583	31	7.75
	2	10			3	64			10.33
	4	16			2	60			15.5
	7	31.5			1				31
	3	12.5	10	98	3	53	0.6	39	13
	5	20			2	50			19.5
	8	40			1				39
	6	25	8	80	2	40	0.75	51	25.5
	9	50			1				51
280	1	8	14	126	4	77	0.5	30	7.5
	2	10			3	74			10
	4	16			2	70			15
	7	31.5			1				30
	3	12.5	11	112	3	58	0.864	39	13
	5	20			2	55			19.5
	8	40			1				39
	6	25	9	90	2	45	0.611	51	25.5
	9	50			1				51
320	1	8	16	128	4	88	0.5	31	7.75
	2	10			3	85			10.33
	4	16			2	80			15.5
	7	31.5			1				31
	3	12.5	12	132	3	64	1.167	40	13.33
	5	20		114	2	69	0.917	42	21
	8	40		1		42			
	6	25	10	98	2	50	1.1	52	26
	9	50			1				52
360	1	8	18	144	4	99	0.5	31	7.75
	2	10			3	95			10.33
	4	16			2	90			15.5
	7	31.5			1				31
	3	12.5	14	126	3	74	1.071	39	13
	5	20			2	70	0.714	41	20.5
	8	40			1		41		
	6	25	12	114	2	60	0.75	49	24.5
	9	50			1				49
400	1	8	20	156	4	110	0.6	31	7.75
	2	10			3	106			10.33
	4	16			2	100			15.5
	7	31.5			1				31
	3	12.5	16	144	3	85	1	39	13
	5	20			2	80			19.5
	8	40			1				39
	6	25	14	126	2	70	0.571	47	23.5
	9	50			1				47

(续)

中心距 a /mm	传动比 代号	公称 传动比 i	模数 m /mm	蜗杆分度 圆直径 d_1 /mm	蜗杆 头数 z_1	齿廓圆 弧半径 ρ /mm	变位系数 x_2	蜗轮齿数 z_2	实际传 动比 i_a
450	1	8	22	170	4	121	1.091	31	7.75
	2	10			3	117			10.33
	4	16			2	110			15.5
	7	31.5			1				31
	3	12.5	18	168	3	95	0.833	39	13
	5	20		2	90	0.5	41	20.5	
	8	40		1				41	
	6	25	14	144	2	70	1	52	26
	9	50			1				52
500	1	8	25	190	4	138	0.7	31	7.75
	2	10			3	133			10.33
	4	16			2	125			15.5
	7	31.5			1				31
	3	12.5	20	180	3	106	1	39	13
	5	20		2	100	0.6	41	20.5	
	8	40		1				41	
	6	25	16	144	2	80	0.75	52	26
	9	50			1				52

2.3 蜗杆、蜗轮啮合性能分析计算

蜗杆、蜗轮啮合性能分析计算项目主要是瞬时接触线和啮合区。

2.3.1 基本参数

蜗杆与蜗轮的中心距 a ; 蜗杆分度圆半径 r_1 ; 蜗杆头数 z_1 ; 变位系数 x_2 ; 蜗杆轴向齿廓曲率半径 ρ ; 螺旋参数 p ; 蜗杆齿顶圆半径 r_{a1} ; 蜗轮外圆半径 r_{e2} ; 蜗杆轴向齿形角 α_n ; 蜗杆轴向齿廓参数 θ ; 蜗杆端面齿廓半径 r_1 ; 蜗杆刀具齿廓相对蜗杆轴的回转角 φ_n ; 蜗杆与蜗轮啮合时, 蜗杆回转角 φ_1 ; 蜗杆轴向圆弧齿廓的圆心坐标值 l_1, l_2 ; 蜗杆分度圆柱导程角 γ ; 蜗杆直径系数 q ; 模数 m ; 蜗轮齿数 z_2 。

2.3.2 ZC₃ 圆弧圆柱蜗杆传动啮合计算公式

(1) 安装参数 (见图 6.3-3 和图 6.3-8)。

$$1) \rho = 0.5mz_1;$$

$$2) r_1 = 0.5mq = p/\tan\gamma$$

$$3) i_1 = \rho \cos \alpha_{z_1} + 0.2\pi m$$

$$4) l_2 = \rho \sin \alpha_{z_1} + 0.5mq$$

$$5) a = 0.5m(q + z_2 + 2x_2)$$

$$6) r'_{11} = 0.5m(q + 2x_2) = a - \frac{\rho}{z_1/z_2}$$

(2) 瞬时接触线坐标

$$1) r'_{11} \cos \theta (\rho \sin \theta - l_2) - \rho \cos \theta \sin(\varphi_1 + \varphi_n) \\ \cdot (\rho \cos \theta - l_1 + p\varphi_n) - \sin \theta \cos(\varphi_1 + \varphi_n) \\ \cdot (\rho \sin \theta - l_2)(\rho \cos \theta - l_1 + p\varphi_n)$$

$$+ \cos \theta \cos(\varphi_1 + \varphi_n)(\rho \sin \theta - l_2)^2 = 0$$

$$2) x = (\rho \sin \theta - l_2) \cos(\varphi_1 + \varphi_n)$$

$$3) y = (\rho \sin \theta - l_2) \sin(\varphi_1 + \varphi_n)$$

$$4) z = (\rho \cos \theta - l_1) + p\varphi_n$$

(3) 啮合区的 $(a-a)$ 线坐标 曲线 $a-a$ (见图

6.3-12) 表示蜗杆齿顶圆柱上诸点进入啮合。

$$1) \theta = \arcsin \left(\frac{r_{a1} + l_2}{\rho} \right)$$

$$2) y = (\rho \sin \theta - l_2) \sin(\varphi_1 + \varphi_n)$$

$$3) z = \frac{\frac{r_1}{\cos(\varphi_1 + \varphi_n)} + (\rho \sin \theta - l_2)}{\frac{p \tan(\varphi_1 + \varphi_n)}{\rho \sin \theta - l_2} + \tan \theta}$$

(4) 啮合区的 $(b-b)$ 线坐标 曲线 $b-b$ 表示蜗轮齿顶圆柱上诸点进入啮合。

$$1) \theta = \arcsin \frac{r'_{11} + l_2}{\rho}$$

$$2) y = (\rho \sin \theta - l_2) \sin(\varphi_1 + \varphi_n)$$

$$3) x = (\rho \sin \theta - l_2) \cos(\varphi_1 + \varphi_n)$$

$$4) z = \frac{\frac{r'_{11}}{\cos(\varphi_1 + \varphi_n)} + (\rho \sin \theta - l_2)}{\frac{p \tan(\varphi_1 + \varphi_n)}{\rho \sin \theta - l_2} + \tan \theta}$$

5) 当 $|y| \leq \sqrt{(r_1 - m)^2 - (a - r_{e2})^2}$ 时,

$$2ax + [r^{(1)}]^2 + x^2 + z^2 \\ + 2a \sqrt{(r_1 - m)^2 - y^2} - (r_1 - m)^2 = 0$$

6) 当 $|y| \geq \sqrt{(r_1 - m)^2 - (a - r_{e2})^2}$ 时,

$$(a + x)^2 + z^2 - r_{e2}^2 = 0$$

轴向圆弧圆柱蜗杆(ZC₃蜗杆)由车刀轨迹成形,精度不易保证。同规格减速器与德国CAVEX以圆环面包络成形的ZC₁蜗杆减速器相比,其承载能力要低30%,效率低4%,啮合参数的搭配上也不如CAVEX的合理。国内目前已趋向改用ZC₁型蜗杆,现简要介绍ZC₁蜗杆传动的几何尺寸计算和啮合性能分析计算。在啮合计算中,与刀具有关的坐标和参量以下角标u表示^①。

3 圆环面包络圆弧圆柱蜗杆(ZC₁)传动的几何及啮合计算

3.1 齿形计算:

3.1.1 基本齿廓

ZC₁圆环面包络圆柱蜗杆的基本齿廓系指通过蜗杆分度圆柱的法截面齿形,见图6.3-9。

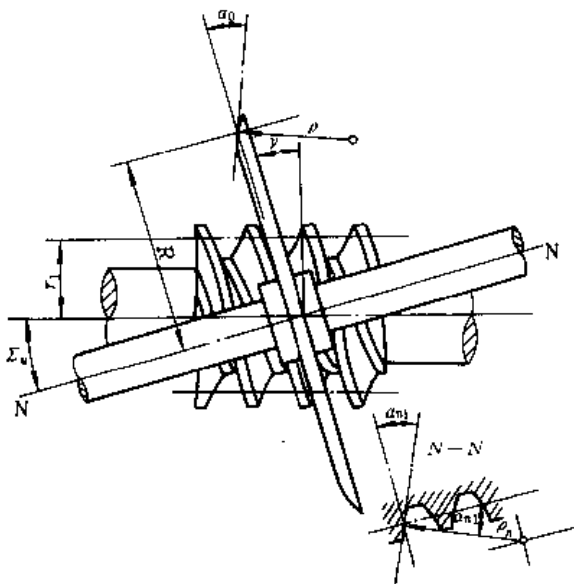


图 6.3-9 基本齿廓

3.1.2 齿形几何参数

(1) 变位系数 x_2 的推荐范围

$$0 < x_2 \leq 1$$

通常,取 $x_2 = 0.7 \sim 1$

(2) 齿形角 α_{n1} 的推荐范围

$$\alpha_{n1} = 21^\circ \sim 25^\circ$$

通常,取 $\alpha_{n1} = 23^\circ$ 或 24°

(3) 齿廓曲率半径 $\rho_n^{\text{②}}$ 蜗杆分度圆柱上,轮齿法

截面齿廓的平均曲率半径,即分圆点处的齿廓曲率半径 ρ_n ,可按下式进行初步估算,然后取整。

$$\rho_n = (0.72 \pm 0.1) h_{a1} \left(\frac{1}{\sin \alpha_{n1}} \right)^{2.2}$$

式中 h_{a1} ——蜗杆齿顶高(mm);

α_{n1} ——蜗杆分度圆处的法向齿形角($^\circ$)。

(4) 砂轮轴向齿廓圆弧半径 $\rho^{\text{③}}$ 磨削ZC₁蜗杆所用砂轮轴截面圆弧齿廓半径 ρ 可按下式估算

$$\frac{1}{\rho} \approx \frac{1}{\rho_n} + \frac{\sin^2 \gamma}{r_1 \sin \alpha_{n1}} + \frac{\tan^2 \gamma}{R \sin \alpha_{n1}}$$

式中符号见图6.3-9。

当 $z_1 > 4$ 时,可根据实际经验取

$$\rho = \rho_n$$

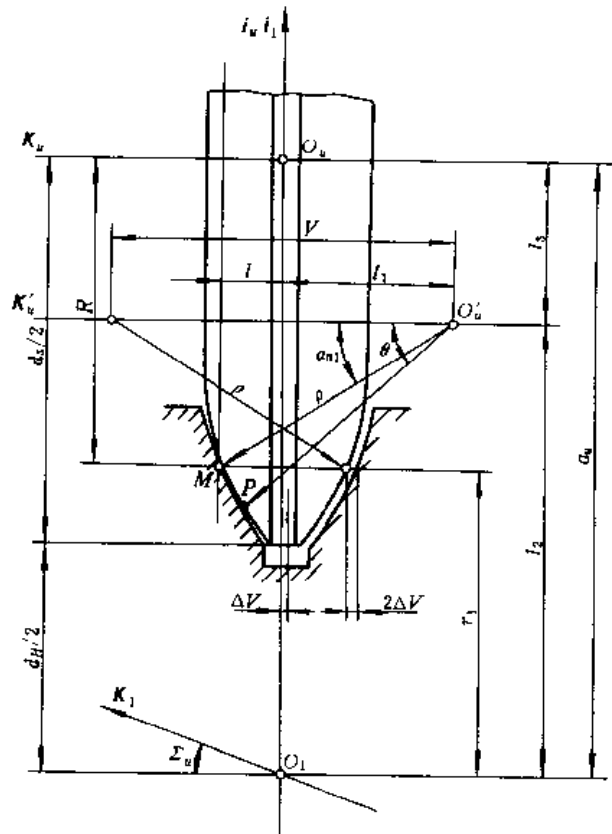


图 6.3-10 ZC₁蜗杆加工示意图

3.1.3 砂轮安装参数计算

磨削ZC₁蜗杆时,砂轮安装位置见图6.3-10,图中各参数计算如下:

$$l_1 = \rho \cos \alpha_{n1} - l$$

$$l_2 = \rho \sin \alpha_{n1} + \frac{1}{2} d_1$$

① 本章中下角标u,字形借自俄文“И”,即ИНСТРУМЕНТ(刀具)的字首,由作者沿用,未予更改——篇主编注

② 根据德国专利№1625163。——作者注

③ 见文献[1]的老版(1965年)第I卷,Niemann著。——作者注

$$l_3 = a_c - l_2$$

$$a_c = \frac{1}{2}(d_H + d_s)$$

$$d_H = d_{f1} + 2c$$

式中 l_1, l_2, l_3 ——砂轮安装参数(mm);

d_H ——砂轮对刀试棒直径(mm);

d_s ——砂轮外径(mm);

a_c ——砂轮安装中心距(mm)。

一般,取 $d_s = 300 \sim 700$ mm,而且 m 大, d_s 取较大值; m 小, d_s 取较小值。

3.2 几何参数和尺寸计算

3.2.1 基本几何尺寸计算公式(见表 6.3-4)

表 6.3-4 ZC₁ 圆环面包络圆弧圆柱蜗杆传动基本几何尺寸计算公式 (mm)

序号	名称	代号	公式
1	中心距	a	$a = \frac{1}{2}m(q + z_2 + 2x_2)$
2	蜗杆头数	z_1	$z_1 = 1, 2, 3, 4, 5, 6$
3	蜗轮齿数	z_2	$z_2 = iz_1$
4	模数	m	$m = p_x / \pi$
5	蜗杆直径系数	q	$q = d_1 / m$
6	蜗轮变位系数	x_2	$x_2 = a / m - (q + z_2) / 2$
7	传动比	i	$i = z_2 / z_1$
8	蜗杆法向齿形角	α_{n1}	$\alpha_{n1} = 23^\circ$ 或 24°
9	蜗杆齿顶高	h_{a1}	$z_1 \leq 3$ $z_1 > 3$ $h_{a1} = m$ $h_{a1} = 0.9m$
10	蜗杆齿根高	h_{f1}	$h_{f1} = 1.16m$ $h_{f1} = 1.06m$
11	顶隙	c	$c = 0.16m$
12	蜗杆分度圆直径	d_1	$d_1 = qm$
13	蜗杆节圆直径	d'_1	$d'_1 = d_1 + 2mx_2$
14	蜗杆顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$
15	蜗杆根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$
16	蜗杆分度圆柱导程角	γ	$\gamma = \arctan z_1 / q$
17	蜗杆齿宽	b_1	$b_1 \approx 2.5m \sqrt{z_2 + 1}$
18	蜗杆法向模数	m_n	$m_n = m \cos \gamma$
19	蜗杆轴向齿距	p_x	$p_x = \pi m$
20	蜗杆导程	p_z	$p_z = z_1 p_x$
21	蜗杆螺旋参数	p	$p = p_x / 2\pi = mx_1 / 2$
22	蜗杆轴向齿厚	s_x	$s_x = 0.4\pi m$
23	蜗杆法向齿厚	s_n	$s_n = s_x \cos \gamma$
24	蜗轮齿顶高	h_{a2}	$z_1 \leq 3$ $z_1 > 3$ $h_{a2} = m + x_2 m$ $h_{a2} = 0.9m + x_2 m$
25	蜗轮齿根高	h_{f2}	$h_{f2} = 1.16m - x_2 m$
26	蜗轮分度圆直径	d_2	$d_2 = mz_2$
27	蜗轮节圆直径	d'_2	$d'_2 = d_2 = mz_2$
28	蜗轮齿顶圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$
29	蜗轮齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$
30	蜗轮外圆直径	d_{e2}	$d_{e2} = d_{a2} + 2(0.3 \sim 0.5)m$
31	蜗轮齿宽	b_2	$b_2 \approx 2m(0.5 + \sqrt{q+1})$

3.2.2 蜗杆蜗轮啮合参数搭配(见表 6.3-5)

表 6.3-5 ZC₁ 圆环面包络圆弧圆柱蜗杆蜗轮啮合参数搭配

中心距 a /mm	公称传动比 i	模数 m mm	蜗杆分度圆直径 d_1 /mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位系数 x_2	实际传动比 i_a
63	5	3.6	35.4	5	24	0.583	4.8
	6.3	3.6	35.4	4	25	0.083	6.25
	8	3	30.4	4	31	0.433	7.75
	10	3	32	3	31	0.167	10.33
	12.5	2.5	30	3	38	0.2	12.67
	16	3	32	2	31	0.167	15.5
	20	2.5	26	2	39	0.5	19.5
	25	2	26	2	49	0.5	24.5
	31.5	3	32	1	31	0.167	31
	40	2.5	26	1	39	0.5	39
50	2	26	1	49	0.5	49	
80	5	4.5	43.6	5	24	0.933	4.8
	6.3	4.5	43.6	4	25	0.433	6.25
	8	3.6	35.4	4	33	0.806	8.25
	10	3.8	38.4	3	31	0.5	10.33
	12.5	3.2	36.6	3	37	0.781	12.33
	16	3.8	38.4	2	31	0.5	15.5
	20	3	32	2	41	0.833	20.5
	25	2.5	30	2	51	0.5	25.5
	31.5	3.8	38.4	1	31	0.5	31
	40	3	32	1	41	0.833	41
50	2.5	30	1	51	0.5	51	
63	2.25	26.5	1	59	0.167	59	
100	5	5.8	49.4	5	24	0.983	4.8
	6.3	5.8	49.4	4	25	0.483	6.25
	8	4.5	43.6	4	33	0.878	8.25
	10	4.8	46.4	3	31	0.5	10.33
	12.5	4	44	3	37	1	12.33
	16	4.8	46.4	2	31	0.5	15.5
	20	3.8	38.4	2	41	0.763	20.5
	25	3.2	36.6	2	49	1.031	24.5
	31.5	4.8	46.4	1	31	0.5	31
	40	3.8	38.4	1	41	0.763	41
50	3.2	36.6	1	50	0.531	50	
63	2.75	32.5	1	60	0.455	60	
125	5	7.3	61.8	5	24	0.890	4.8
	6.3	7.3	61.8	4	25	0.390	6.25
	8	5.8	49.4	4	33	0.793	8.25
	10	6.2	57.6	3	31	0.016	10.33
	12.5	5.2	54.6	3	37	0.288	12.33
	16	6.2	57.6	2	31	0.016	15.5
	20	4.8	46.4	2	41	0.708	20.5
	25	4	44	2	51	0.250	25.5
	31.5	6.2	57.6	1	30	0.516	30
	40	4.8	46.4	1	41	0.708	41
50	4	44	1	50	0.750	50	
63	3.5	39	1	59	0.643	59	

(续)

中心距 a /mm	公称传动比 i	模数 m mm	蜗杆分度圆直径 d_1 /mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位系数 x_2	实际传动比 i_a
140	6.3	7.3	61.8	5	29	0.445	5.8
	8	7.3	61.8	4	29	0.445	7.25
	10	6.5	67	3	31	0.885	10.33
	12.5	6.2	57.6	3	35	0.435	11.67
	16	6.5	67	2	31	0.885	15.5
	20	5.6	58.8	2	39	0.250	19.5
	25	4.4	47.2	2	51	0.955	25.5
	31.5	6.5	67	1	31	0.885	31
	40	5.6	58.8	1	39	0.250	39
	50	4.4	47.2	1	51	0.955	51
	63	4	44	1	58	0.5	58
160	5	9.5	73	5	24	1	4.8
	6.3	9.5	73	4	25	0.5	6.25
	8	7.3	61.8	4	34	0.685	8.5
	10	7.8	69.4	3	31	0.564	10.33
	12.5	6.5	67	3	37	0.962	12.33
	16	7.8	69.4	2	31	0.564	15.5
	20	6.2	57.6	2	41	0.661	20.5
	25	5.2	54.6	2	49	1.019	24.5
	31.5	7.8	69.4	1	31	0.564	31
	40	6.2	57.6	1	41	0.661	41
	50	5.2	54.6	1	50	0.519	50
	63	4.4	47.2	1	61	0.5	61
180	6.3	9.5	73	5	29	0.605	5.8
	8	9.5	73	4	29	0.605	7.25
	10	9.2	80.6	3	29	0.685	9.67
	12.5	7.8	69.4	3	36	0.628	12
	16	8.2	78.6	2	33	0.659	16.5
	20	7.1	70.8	2	39	0.866	19.5
	25	5.6	58.8	2	52	0.893	26
	31.5	8.2	78.6	1	33	0.659	33
	40	7.1	70.8	1	40	0.366	40
	50	5.6	58.8	1	52	0.893	52
	63	5	55	1	60	0.5	60
200	5	11.8	93.5	5	24	0.987	4.8
	6.3	11.8	93.5	4	25	0.487	6.25
	8	9.5	73	4	33	0.711	8.25
	10	10	82	3	31	0.4	10.33
	12.5	8.2	78.6	3	38	0.598	12.67
	16	10	82	2	31	0.4	15.5
	20	7.8	69.4	2	41	0.692	20.5
	25	6.5	67	2	51	0.115	25.5
	31.5	10	82	1	31	0.4	31
	40	7.8	69.4	1	41	0.692	41
	50	6.5	67	1	50	0.615	50
	63	5.6	58.8	1	60	0.464	60

(续)

中心距 a /mm	公称传动比 i	模数 m mm	蜗杆分度圆直径 d_1 /mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位系数 x_2	实际传动比 i_a
225	6.3	11.8	93.5	5	29	0.606	5.8
	8	11.8	93.5	4	29	0.606	7.25
	10	10.5	99	3	32	0.714	10.67
	12.5	10	82	3	36	0.4	12
	16	10.5	99	2	32	0.714	16
	20	9	84	2	39	0.833	19.5
	25	7.1	70.8	2	52	0.704	26
	31.5	10.5	99	1	32	0.714	32
	40	9	84	1	40	0.333	40
	50	7.1	70.8	1	52	0.704	52
63	6.5	67	1	58	0.462	58	
250	5	15	111	5	24	0.967	4.8
	6.3	15	111	4	25	0.467	6.25
	8	11.8	93.5	4	33	0.724	8.25
	10	12.5	105	3	31	0.3	10.33
	12.5	10.5	99	3	37	0.595	12.33
	16	12.5	105	2	31	0.3	15.5
	20	10	82	2	41	0.4	20.5
	25	8.2	78.6	2	51	0.195	25.5
	31.5	12.5	105	1	31	0.3	31
	40	10	82	1	41	0.4	41
50	8.2	78.6	1	50	0.695	50	
63	7.1	70.8	1	59	0.725	59	
280	6.3	15	111	5	29	0.467	5.8
	8	15	111	4	29	0.467	7.25
	10	13	119	3	32	0.962	10.67
	12.5	12.5	105	3	36	0.2	12
	16	13	119	2	32	0.962	16
	20	11.5	107	2	39	0.196	19.5
	25	9	84	2	51	0.944	25.5
	31.5	13	119	1	32	0.962	32
	40	11.5	107	1	39	0.196	39
	50	9	84	1	51	0.944	51
63	7.9	82.2	1	59	0.741	59	
315	5	19	141	5	24	0.868	4.8
	6.3	19	141	4	25	0.368	6.25
	8	15	111	4	33	0.8	8.25
	10	16	124	3	31	0.3125	10.33
	12.5	13	119	3	38	0.654	12.67
	16	16	124	2	31	0.3125	15.5
	20	12.5	105	2	41	0.5	20.5
	25	10.5	99	2	49	0.786	24.5
	31.5	16	124	1	31	0.3125	31
	40	12.5	105	1	41	0.5	41
50	10.5	99	1	50	0.286	50	
63	9.1	91.8	1	59	0.071	59	

(续)

中心距 a /mm	公称传动比 i	模数 m mm	蜗杆分度圆直径 d_1 /mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位系数 x_2	实际传动比 i_a
355	6.3	19	141	5	29	0.474	5.8
	8	19	141	4	29	0.474	7.25
	10	18	136	3	31	0.444	10.33
	12.5	16	124	3	35	0.8125	11.67
	16	18	136	2	31	0.444	15.5
	20	14.5	127	2	39	0.603	19.5
	25	11.5	107	2	51	0.717	25.5
	31.5	18	136	1	31	0.444	31
	40	14.5	127	1	39	0.603	39
	50	11.5	107	1	51	0.717	51
	63	10.5	99	1	58	0.095	58
400	5	20	165	6	31	0.375	5.17
	6.3	19	141	5	33	0.842	6.6
	8	19	141	4	33	0.842	8.25
	10	20	148	3	31	0.8	10.33
	12.5	18	136	3	35	0.944	11.67
	16	20	148	2	31	0.8	15.5
	20	16	124	2	41	0.625	20.5
	25	13	119	2	51	0.692	25.5
	31.5	20	148	1	31	0.8	31
	40	16	124	1	41	0.625	41
	50	13	119	1	51	0.692	51
	63	11.5	107	1	59	0.631	59
450	8	19	141	5	39	0.474	7.8
	10	19	141	4	39	0.474	9.75
	12.5	20	148	3	37	0.3	12.33
	16	16	124	3	47	0.75	15.67
	20	18	136	2	41	0.722	20.5
	25	14.5	127	2	52	0.655	26
	31.5	22	160	1	32	0.818	32
	40	18	136	1	41	0.722	41
	50	14.5	127	1	52	0.655	52
		63	13	119	1	59	0.538
500	6.3	20	165	6	41	0.375	6.83
	10	20	165	4	41	0.375	10.25
	12.5	22	160	3	37	0.591	12.33
	16	18	136	3	47	0.5	15.67
	20	20	148	2	41	0.8	20.5
	25	16	165	2	51	0.594	25.5
	31.5	24	172	1	33	0.75	33
	40	20	148	1	41	0.8	41
	50	16	162	1	51	0.594	51
		63	14.5	127	1	59	0.604

3.2.3 蜗杆基本尺寸和参数(见表 6.3-6)

表 6.3-6 ZC₁ 圆环面包络圆弧圆柱蜗杆基本尺寸和参数

模数 <i>m</i> /mm	分度圆直径 <i>d</i> ₁ /mm	头数 <i>z</i> ₁	轴向齿距 <i>p</i> _x /mm	直径系数 <i>q</i>	齿顶圆直径 <i>d</i> _{a1} /mm	齿根圆直径 <i>d</i> _{f1} /mm	分度圆柱导程角 <i>γ</i>
2	26	1	6.283	13	29.6	21.824	4°23'55"
		2					8°44'46"
2.25	26.5	1	7.068	11.778	30.6	21.744	4°51'11"
2.5	26	1	7.854	10.4	30.6	20.664	5°29'32"
		2					10°53'8"
	30	3		12	34.6	24.664	14°2'11"
		1					4°45'49"
		2					9°27'44"
2.75	32.5	1	8.639	11.818	37.6	26.584	4°50'12"
3	32	1	9.425	10.667	37.6	25.504	5°21'21"
		2					10°37'11"
		3					15°42'31"
	30.4	4	9.425	10.133	36	23.904	21°32'28"
3.2	36.6	1	10.053	11.438	43	29.176	4°59'48"
		2					9°55'7"
		3					14°41'50"
3.5	39	1	10.996	11.143	46	30.880	5°7'41"
3.6	35.4	4	11.310	9.833	42	27.744	22°8'8"
		5					26°57'8"
3.8	38.4	1	11.938	10.105	46	29.584	5°39'6"
		2					11°11'43"
		3					16°32'5"
4	44	1	12.566	11	52	34.720	5°11'40"
		2					10°18'17"
		3					15°15'18"
4.4	47.2	1	13.823	10.727	56	36.992	5°19'33"
		2					10°33'40"
4.5	43.6	4	14.137	9.689	52	33.856	22°25'58"
		5					27°17'45"
4.8	46.4	1	15.080	9.667	56	35.264	5°54'21"
		2					11°41'22"
		3					17°14'29"
5	55	1	15.708	11	65	43.4	5°11'40"
5.2	54.6	1	16.336	10.5	65	42.536	5°26'25"
		2					10°47'4"
		3					15°56'43"
5.6	58.8	1	17.593	10.5	70	45.808	5°26'25"
		2					10°47'3"
5.8	49.4	4	18.221	8.517	60	35.944	25°9'23"
		5					30°24'53"
6.2	57.6	1	19.478	9.290	70	43.216	6°8'37"
		2					12°8'57"
		3					17°53'46"
6.5	67	1	20.420	10.308	80	51.920	5°32'28"
		2					10°58'50"
		3					16°13'38"

(续)

模数 m /mm	分度圆直径 d_1 /mm	头数 z_1	轴向齿距 p_x /mm	直径系数 q	齿顶圆直径 d_{a1} /mm	齿根圆直径 d_{f1} /mm	分度圆柱导程角 γ
7.1	70.8	1	22.305	9.972	85	54.328	5°43'36"
		2					11°20'28"
7.3	61.8	4	22.934	8.466	75	46.488	25°17'25"
		5					30°34'0"
7.8	69.4	1	24.504	8.897	85	51.304	6°24'46"
		2					12°40'7"
		3					18°37'58"
7.9	82.2	1	24.819	10.405	98	63.872	5°29'23"
8.2	78.6	1	25.761	9.585	95	59.576	5°57'21"
		2					11°47'9"
		3					17°22'44"
9	84	1	28.274	9.383	102	63.120	6°6'56"
		2					12°5'41"
9.1	91.8	1	28.589	10.088	110	70.688	5°39'40"
9.2	80.6	3	28.902	8.761	99	59.256	18°54'10"
9.5	73	4	29.845	7.684	90	53.280	27°29'57"
		5					33°3'5"
10	82	1	31.416	8.2	102	58.8	5°57'11"
		2					13°42'25"
		3					20°5'43"
10.5	99	1	32.986	9.429	120	74.640	6°3'15"
		2					11°58'34"
		3					17°39'0"
11.5	107	1	36.128	9.304	130	80.320	6°8'4"
		2					12°7'53"
11.8	93.5	4	37.070	7.924	115	68.56	26°47'6"
		5					32°15'9"
12.5	105	1	39.270	8.4	138	76	6°47'20"
		2					13°23'33"
		3					19°39'14"
13	119	1	40.841	9.154	145	88.84	5°14'4"
		2					12°19'29"
		3					18°8'44"
14.5	127	1	45.553	8.759	156	93.36	6°30'48"
		2					12°51'46"
15	111	4	47.124	7.4	138	79.68	28°23'35"
		5					34°2'45"
16	124	1	50.266	7.75	156	86.88	7°21'9"
		2					14°28'13"
		3					21°9'41"
	165	1	10.313	197	127.88	5°32'19"	
2	10°58'32"						
18	136	1	56.549	7.556	172	94.24	7°32'22"
		2					14°49'35"
		3					21°39'22"
19	141	4	59.69	7.421	175	101.56	28°19'30"
		5					33°58'14"

(续)

模数 m /mm	分度圆直径 d_1 /mm	头数 z_1	轴向齿距 p_x /mm	直径系数 q	齿顶圆直径 d_{a1} /mm	齿根圆直径 d_f /mm	分度圆柱导程角 γ
20	148	1	62.832	7.4	188	101.6	7°41'46"
		2					15°7'26"
		3					22°4'4"
	165	4		25°51'59"			
		6		36°1'39"			
22	160	1	69.115	7.273	204	108.96	7°49'44"
		3					22°24'58"
24	172	1	75.398	7.167	220	116.32	7°56'36"

3.3 ZC₁ 圆环面包络圆弧圆柱蜗杆传动啮合性能分析计算

3.3.1 计算项目

- 1) 瞬时接触线。
- 2) 诱导法曲率。
- 3) 接触线方向与相对速度 $V^{(12)}$ 的夹角。
- 4) 一界(根切)曲线。
- 5) 二界(啮合)曲线。
- 6) 啮合区。

3.3.2 基本参数

蜗杆头数 z_1 ; 蜗轮齿数 z_2 ; 蜗杆分度圆半径 r_1 ; 蜗杆轴向模数 m ; 变位系数 x_2 ; 砂轮轴截面齿廓半径 ρ ; 砂轮轴与蜗杆轴间中心距 a_u ; 蜗杆法截面分度圆处的齿形角 α_{n1} ; 砂轮与蜗杆轴间交错角 Σ_u ; 齿数比 u ; 蜗杆直径系数 q ; 砂轮安装参数 l_1, l_2, l_3 ; 蜗杆法截面内齿廓分圆点到砂轮轴截面对称轴的距离 l ; 螺旋参数 p ; 蜗杆与蜗轮的中心距 a ; 砂轮对刀试棒直径 d_H ; 砂轮外径 d_s ; 蜗杆节圆半径 r'_1 ; 蜗杆顶圆半径 r_{a1} ; 蜗轮最大顶圆半径 r_{a2} ; 蜗杆轴向齿槽宽 e_x ; 蜗杆转角 φ_1 ; 砂轮转角 β 。以下计算中下角标 u 表示涉及与刀具有关的参量。

3.3.3 计算公式

(1) 安装参数(见图 6.3-10)。

$$\begin{aligned}
 p &= 0.5mz_1 \\
 u &= \frac{z_2}{z_1} \\
 r_1 &= \frac{p}{\tan\Sigma_u} = 0.5mq \\
 l_1 &= \rho \cos\alpha_{n1} - l \\
 l_2 &= \rho \sin\alpha_{n1} + r_1 \\
 a_u &= 0.5(d_H + d_s) \\
 l_3 &= a_u - l_2 \\
 a &= 0.5(q + z_2 + 2x_2)m \\
 r'_1 &= a - pu = 0.5m(q + 2x_2) \\
 e_x &= 0.6\pi m \cos\Sigma_u
 \end{aligned}$$

(2) 蜗杆端面齿廓参数

$$\begin{aligned}
 \theta &= \arctan \frac{a_u - p \cot\Sigma_u - l_3 \cos\beta}{l_1 \cos\beta + (a_u \cot\Sigma_u + p) \sin\beta} \\
 \psi &= \frac{(\rho \sin\vartheta + l_3) \sin\beta \sin\Sigma_u + (\rho \cos\vartheta - l_1) \cos\Sigma_u}{p} \\
 x_1 &= (\rho \sin\vartheta + l_3) (-\cos\beta \cos\psi + \sin\beta \sin\psi \cos\Sigma_u) \\
 &\quad - (\rho \cos\vartheta - l_1) \sin\psi \sin\Sigma_u + a_u \cos\psi \\
 y_1 &= (\rho \sin\vartheta + l_3) (\cos\beta \sin\psi + \sin\beta \cos\psi \cos\Sigma_u) \\
 &\quad - (\rho \cos\vartheta - l_1) \cos\psi \sin\Sigma_u - a_u \sin\psi \\
 n_{x1} &= \sin\vartheta (\cos\beta \cos\psi - \sin\beta \sin\psi \cos\Sigma_u) \\
 &\quad + \cos\vartheta \sin\psi \sin\Sigma_u \\
 n_{y1} &= -\sin\vartheta (\cos\beta \sin\psi + \sin\beta \cos\psi \cos\Sigma_u) \\
 &\quad + \cos\vartheta \cos\psi \sin\Sigma_u
 \end{aligned}$$

$$\theta = \arctan(y_1/x_1); \quad r^{(1)} = \sqrt{x_1^2 + y_1^2}$$

$$\mu = 90^\circ - \theta + \arctan(n_{y1}/n_{x1})$$

(3) 瞬时接触线(见图 6.3-11)坐标

$$\begin{aligned}
 [r^{(1)}]^2 \cos\mu \cos(\theta + \varphi_1) \cos\zeta - [r^{(1)}]^2 \cos\mu \sin(\theta + \varphi_1) \sin\zeta - p^2 \sin(\theta + \varphi_1 + \mu) \zeta \cdot \cos\zeta \\
 - p^2 \cos(\theta + \varphi_1 + \mu) \zeta \cdot \sin\zeta + r^{(1)}(a - pu) \cos\mu = 0
 \end{aligned}$$

$$x = r^{(1)} \cos(\theta + \varphi_1 + \zeta) \quad y = r^{(1)} \sin(\theta + \varphi_1 + \zeta)$$

$$z = p\zeta \quad x'_1 = r^{(1)} \cos(\theta + \zeta)$$

$$y'_1 = r^{(1)} \sin(\theta + \zeta); \quad z'_1 = p\zeta$$

(4) 诱导法曲率 $K_\sigma^{(12)}$, 接触线方向与 $\vec{V}^{(12)}$ 的夹角 θ'

$$K_1 = 1/\rho; \quad K_2 = \sin\vartheta / (\rho \sin\vartheta + l_3)$$

$$x_u = -(\rho \sin\vartheta + l_3) \cos\beta;$$

$$y_u = (\rho \sin\vartheta + l_3) \sin\beta$$

$$z_u = \rho \cos\vartheta - l_1; \quad V_{xu}^{(u1)} = y_u \cos\Sigma_u - z_u \sin\Sigma_u$$

$$V_{yu}^{(u1)} = -(x_u + a_u) \cos\Sigma_u - p \sin\Sigma_u$$

$$V_{zu}^{(u1)} = (x_u + a_u) \sin\Sigma_u - p \cos\Sigma_u$$

$$A = K_1 (-V_{xu}^{(u1)} \cos\vartheta \cos\beta + V_{yu}^{(u1)} \cos\vartheta \sin\beta - V_{zu}^{(u1)} \sin\vartheta) - \cos\beta \sin\Sigma_u$$

$$B = K_2 (V_{xu}^{(u1)} \sin\beta + V_{yu}^{(u1)} \cos\beta) - (-\cos\vartheta \sin\beta \times \sin\Sigma_u + \sin\vartheta \cos\Sigma_u)$$

$$C = -V_{xu}^{(u1)} \cos\vartheta \cos\beta + V_{yu}^{(u1)} \cos\vartheta \sin\beta - V_{zu}^{(u1)} \sin\vartheta$$

$$D = V_{xu}^{(u1)} \sin\beta + V_{yu}^{(u1)} \cos\beta$$

$$\Psi^{(u1)} = AC + BD$$

$$V_{z1}^{(12)} = -y'_1 - \frac{1}{u} z'_1 \cos\varphi_1$$

$$V_{y1}^{(12)} = x'_1 + \frac{1}{u} z'_1 \sin\varphi_1$$

$$V_{x1}^{(12)} = \frac{1}{u} (a + x'_1 \cos\varphi_1 - y'_1 \sin\varphi_1)$$

$$\begin{aligned}
 \epsilon_{z1}^{(1)} &= -\cos(\psi - \zeta) \cos\vartheta \cos\beta \\
 &\quad + \sin(\psi - \zeta) (\cos\Sigma_u \cos\vartheta \sin\beta + \sin\Sigma_u \sin\vartheta)
 \end{aligned}$$

$$e_{y_1}^{(1)} = \sin(\psi - \zeta) \cos \vartheta \cos \beta$$

$$+ \cos(\psi - \zeta) (\cos \Sigma_u \cos \vartheta \sin \beta + \sin \Sigma_u \sin \vartheta)$$

$$e_{z_1}^{(1)} = \cos \vartheta \sin \beta \sin \Sigma_u - \sin \vartheta \cos \Sigma_u$$

$$E = \frac{V_{x_1}^{(12)} e_{x_1}^{(1)} + V_{y_1}^{(12)} e_{y_1}^{(1)} + V_{z_1}^{(12)} e_{z_1}^{(1)}}{\sqrt{[V_{x_1}^{(12)}]^2 + [V_{y_1}^{(12)}]^2 + [V_{z_1}^{(12)}]^2}}$$

$$n'_{x_1} = \frac{\rho \sin(\theta + \zeta + \mu)}{\sqrt{\rho^2 + [r^{(1)}]^2 \cos^2 \mu}}$$

$$n'_{y_1} = \frac{-\rho \cos(\theta + \zeta + \mu)}{\sqrt{\rho^2 + [r^{(1)}]^2 \cos^2 \mu}}$$

$$n'_{z_1} = \frac{r^{(1)} \cos \mu}{\sqrt{\rho^2 + [r^{(1)}]^2 \cos^2 \mu}}$$

$$\varphi_v = \arccos(E) \operatorname{sign}[e_{x_1}^{(1)} (V_{y_1}^{(12)} n'_{x_1} - V_{z_1}^{(12)} n'_{y_1}) - e_{y_1}^{(1)} (V_{x_1}^{(12)} n'_{x_1} - V_{z_1}^{(12)} n'_{z_1}) + e_{z_1}^{(1)} (V_{x_1}^{(12)} n'_{y_1} - V_{y_1}^{(12)} n'_{x_1})]$$

$$K_V^{(s)} = K_1 \cos^2 \varphi_v + K_2 \sin^2 \varphi_v$$

$$G_V^{(s)} = 0.5 (K_2 - K_1) \sin(2\varphi_v)$$

$$K_V^{(1)} = K_V^{(s)} - \frac{1}{\Psi^{(s1)}} (A \cos \varphi_v + B \sin \varphi_v)^2$$

$$G_V^{(1)} = G_V^{(s)} - \frac{1}{\Psi^{(s1)}} (A \cos \varphi_v + B \sin \varphi_v) (-A \sin \varphi_v + B \cos \varphi_v)$$

$$\Phi_i^{(12)} = n'_{x_1} \frac{1}{u} z'_1 \sin \varphi_1 + n'_{y_1} \frac{1}{u} z'_1 \cos \varphi_1 - n'_{z_1} \frac{1}{u} (x'_1 \sin \varphi_1 + y'_1 \cos \varphi_1)$$

$$a_{x_1} = K_V^{(1)} V_{x_1}^{(12)} + G_V^{(1)} (n'_{y_1} V_{y_1}^{(12)} - n'_{z_1} V_{z_1}^{(12)}) - \left(\frac{1}{u} \cos \varphi_1 n'_{y_1} + n'_{z_1} \right)$$

$$a_{y_1} = K_V^{(1)} V_{y_1}^{(12)} + G_V^{(1)} (n'_{x_1} V_{x_1}^{(12)} - n'_{z_1} V_{z_1}^{(12)}) + \left(\frac{1}{u} \sin \varphi_1 n'_{x_1} + n'_{z_1} \right)$$

$$a_{z_1} = K_V^{(1)} V_{z_1}^{(12)} + G_V^{(1)} (n'_{x_1} V_{x_1}^{(12)} - n'_{y_1} V_{y_1}^{(12)}) - \left(\frac{1}{u} \sin \varphi_1 n'_{y_1} - \frac{1}{u} \cos \varphi_1 n'_{x_1} \right)$$

$$\Psi^{(12)} = \Phi_i^{(12)} + a_{x_1} V_{x_1}^{(12)} + a_{y_1} V_{y_1}^{(12)} + a_{z_1} V_{z_1}^{(12)}$$

$$K_s^{(12)} = \frac{1}{\Psi^{(12)}} (a_{x_1}^2 + a_{y_1}^2 + a_{z_1}^2)$$

$$F = \frac{a_{x_1} V_{x_1}^{(12)} + a_{y_1} V_{y_1}^{(12)} + a_{z_1} V_{z_1}^{(12)}}{\sqrt{a_{x_1}^2 + a_{y_1}^2 + a_{z_1}^2} \sqrt{[V_{x_1}^{(12)}]^2 + [V_{y_1}^{(12)}]^2 + [V_{z_1}^{(12)}]^2}}$$

$$\theta^* = \arcsin(F)$$

(5) 一界曲线(见图 6.3-11)坐标

$$\frac{d\theta}{d\beta} = \frac{\cos^2 \vartheta [(l_3 + l_1 \tan \vartheta) \sin \beta - \tan \vartheta (a_u \cot \Sigma_u + \rho) \cos \beta]}{l_1 \cos \beta + (a_u \cot \Sigma_u + \rho) \sin \beta}$$

$$\frac{d\psi}{d\beta} = \frac{1}{\rho} [\rho (\sin \Sigma_u \sin \beta \cos \vartheta - \cos \Sigma_u \sin \vartheta) \frac{d\vartheta}{d\beta} + \sin \Sigma_u (\rho \sin \vartheta + l_3) \cos \beta]$$

$$\frac{dx_1}{d\beta} = (\rho \sin \vartheta + l_3) (\sin \beta \cos \psi + \cos \Sigma_u \cos \beta \sin \psi) + \rho (\cos \vartheta \sin \beta \sin \psi \cos \Sigma_u - \cos \vartheta \cos \beta \cos \psi + \sin \Sigma_u \sin \vartheta \sin \psi) \frac{d\vartheta}{d\beta} + [(\rho \sin \vartheta + l_3) (\cos \beta \sin \psi + \cos \Sigma_u \sin \beta \cos \psi) - (\rho \cos \vartheta - l_1) \sin \Sigma_u \cos \psi - a_u \sin \psi] \frac{d\psi}{d\beta}$$

$$\frac{dy_1}{d\beta} = (\rho \sin \vartheta + l_3) (-\sin \beta \sin \psi + \cos \Sigma_u \cos \beta \cos \psi) + \rho (\cos \vartheta \sin \beta \cos \psi \cos \Sigma_u + \cos \vartheta \cos \beta \sin \psi + \sin \Sigma_u \sin \vartheta \cos \psi) \frac{d\vartheta}{d\beta} + [(\rho \sin \vartheta + l_3) (\cos \beta \cos \psi - \cos \Sigma_u \sin \beta \sin \psi) + (\rho \cos \vartheta - l_1) \sin \Sigma_u \sin \psi - a_u \cos \psi] \frac{d\psi}{d\beta}$$

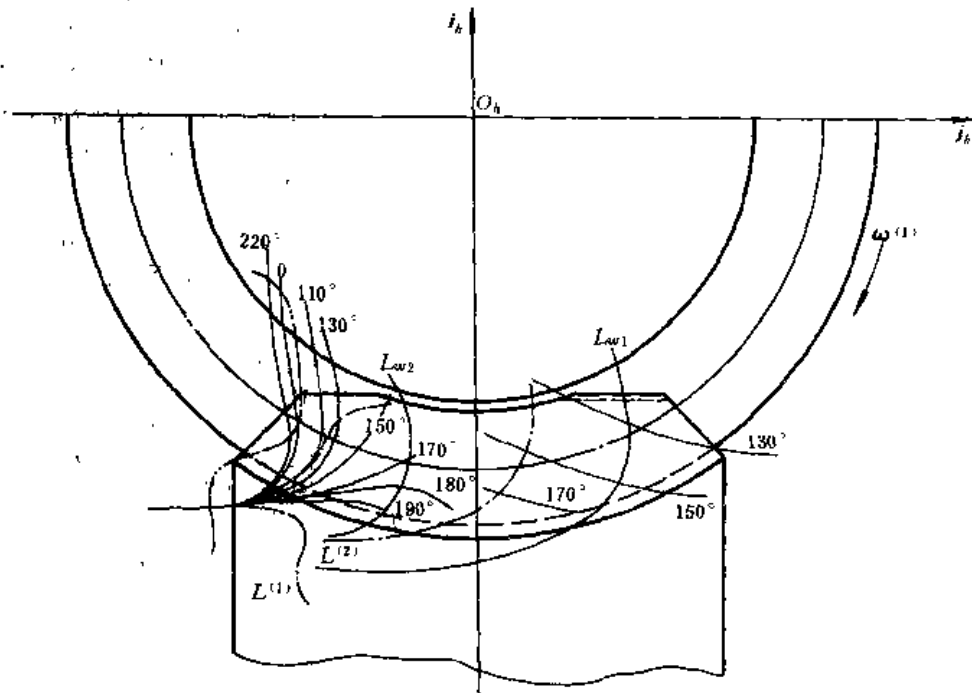


图 6.3-11 瞬时接触线、二界曲线 L_{w2} 及一界曲线 L_{w1}

$$\begin{aligned} \frac{dn_{x_1}}{d\beta} &= -\sin\vartheta(\sin\beta\cos\psi + \cos\Sigma_u\cos\beta\sin\psi) \\ &\quad + (\cos\vartheta\cos\beta\cos\psi - \cos\vartheta\sin\beta\sin\psi\cos\Sigma_u \\ &\quad - \sin\Sigma_u\sin\vartheta\sin\psi)\frac{d\vartheta}{d\beta} - (\sin\vartheta\cos\beta\sin\psi \\ &\quad + \sin\vartheta\cos\Sigma_u\sin\beta\cos\psi - \sin\Sigma_u\cos\vartheta\cos\psi)\frac{d\psi}{d\beta} \\ \frac{dn_{y_1}}{d\beta} &= \sin\vartheta(\sin\beta\sin\psi - \cos\Sigma_u\cos\beta\cos\psi) \\ &\quad - (\cos\vartheta\cos\beta\sin\psi + \cos\vartheta\sin\beta\cos\psi\cos\Sigma_u \\ &\quad + \sin\Sigma_u\sin\vartheta\cos\psi)\frac{d\vartheta}{d\beta} + (\sin\vartheta\cos\Sigma_u\sin\beta\sin\psi \\ &\quad - \sin\vartheta\cos\beta\cos\psi - \sin\Sigma_u\cos\vartheta\sin\psi)\frac{d\psi}{d\beta} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{dr^{(1)}}{d\beta} &= \frac{1}{r^{(1)}} \left(x_1 \frac{dx_1}{d\beta} + y_1 \frac{dy_1}{d\beta} \right) \\ \frac{d\mu}{d\beta} &= \left(n_{x_1} \frac{dn_{y_1}}{d\beta} - n_{y_1} \frac{dn_{x_1}}{d\beta} \right) / [1 - (\sin\vartheta\sin\beta\sin\Sigma_u \\ &\quad + \cos\vartheta\cos\Sigma_u)^2] - \left(x_1 \frac{dy_1}{d\beta} - y_1 \frac{dx_1}{d\beta} \right) / [r^{(1)}]^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d\mu}{dr^{(1)}} &= \frac{d\mu}{d\beta} / \frac{dr^{(1)}}{d\beta} \\ r^{(1)} \left[\cos(\theta + \zeta + \varphi_1) + \frac{r'_1}{r^{(1)}} \right] \cos\mu &\{ [2\cos(\theta \\ &\quad + \zeta + \varphi_1) + \frac{r'_1}{r^{(1)}}] r^{(1)} \cos\mu \sin(\theta + \zeta + \varphi_1 + \mu) \\ &\quad \times \cos(\theta + \zeta + \varphi_1) + [\cos\mu + \frac{r'_1}{r^{(1)}} \cos(\theta + \zeta + \varphi_1 \\ &\quad + \mu)] r^{(1)} \cos\mu \sin(\theta + \zeta + \varphi_1) \\ &\quad - [r^{(1)}]^2 \left[\cos(\theta + \zeta + \varphi_1) + \frac{r'_1}{r^{(1)}} \right] \cos^2(\theta + \zeta \\ &\quad + \varphi_1) \frac{d\mu}{dr^{(1)}} \} + \rho^2 \sin^3(\theta + \zeta + \varphi_1 \\ &\quad + \mu) \left[\cos(\theta + \zeta - \varphi_1) + \frac{a}{r^{(1)}} \right] = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x &= r^{(1)} \cos(\theta + \zeta + \varphi_1) \\ y &= r^{(1)} \sin(\theta + \zeta + \varphi_1) \\ z &= \frac{r^{(1)} [r^{(1)} \cos(\theta + \zeta + \varphi_1) + a - pu] \cos\mu}{p \sin(\theta + \zeta + \varphi_1 + \mu)} \end{aligned}$$

$$x'_1 = r^{(1)} \cos\left(\theta + \frac{z}{p}\right)$$

$$y'_1 = r^{(1)} \sin\left(\theta + \frac{z}{p}\right)$$

$$z'_1 = z$$

$$\varphi_1 = (\theta + \zeta + \varphi_1) - \theta - \frac{z}{p}$$

$$\varphi_2 = \frac{1}{u} \varphi_1$$

$$x_2 = x'_1 \cos\varphi_1 \cos\varphi_2 - y'_1 \sin\varphi_1 \cos\varphi_2 - z'_1 \sin\varphi_2 + a \cos\varphi_2$$

$$y_2 = -x'_1 \cos\varphi_1 \sin\varphi_2 + y'_1 \sin\varphi_1 \sin\varphi_2 - z'_1 \cos\varphi_2 - a \sin\varphi_2$$

$$z_2 = x'_1 \sin\varphi_1 + y'_1 \cos\varphi_1$$

(6) 二界曲线(见图 6.3-11)坐标:

$$(\theta + \zeta + \varphi_1) = -\arccos\left(\frac{r^{(1)} \cos\mu}{pu - a}\right) - \mu$$

$$x = r^{(1)} \cos(\theta + \zeta + \varphi_1)$$

$$y = r^{(1)} \sin(\theta + \zeta + \varphi_1)$$

$$z = \frac{r^{(1)} [r^{(1)} \cos(\theta + \zeta + \varphi_1) + a - pu] \cos\mu}{p \sin(\theta + \zeta + \varphi_1 + \mu)}$$

$$\zeta = \frac{z}{p}$$

$$x'_1 = r^{(1)} \cos(\theta + \zeta)$$

$$y'_1 = r^{(1)} \sin(\theta + \zeta)$$

$$z'_1 = p\zeta$$

(7) 啮合区的(a-a)线(见图 6.3-12)坐标

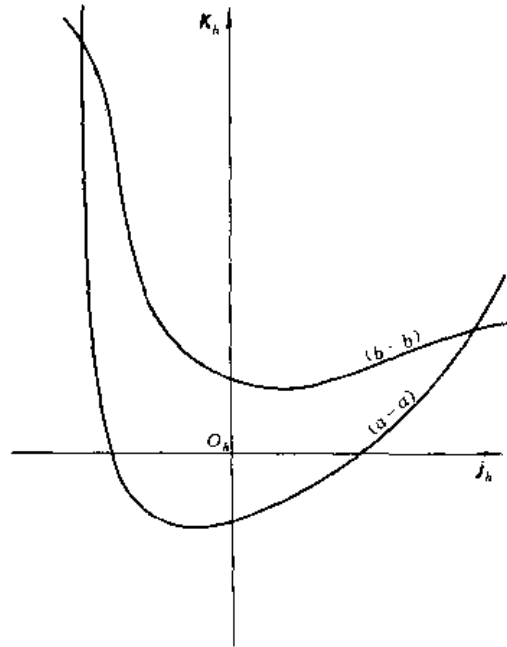


图 6.3-12 啮合区图

$$\begin{aligned} \vartheta_e &= \arctan \frac{a_u - p \cot \Sigma_u - l_3 \cos \beta_e}{l_1 \cos \beta_e + (a_u \cot \Sigma_u + p) \sin \beta_e} \\ &\quad \times [- (\rho \sin \vartheta_e + l_3) \cos \beta_e + a_u]^2 \\ &\quad + [(\rho \sin \vartheta_e + l_3) \cos \Sigma_u \sin \beta_e - (\rho \cos \vartheta_e \\ &\quad - l_1) \sin \Sigma_u]^2 - [r_{e1}]^2 = 0 \text{ 或 } r^{(1)} - r_{e1} = 0 \end{aligned}$$

$$\psi_e = \frac{(\rho \sin \vartheta_e + l_3) \sin \beta_e \sin \Sigma_u + (\rho \cos \vartheta_e - l_1) \cos \Sigma_u}{p}$$

$$x_{1e} = (\rho \sin \vartheta_e + l_3) (-\cos \beta_e \cos \psi_e + \sin \beta_e \sin \psi_e \cos \Sigma_u) - (\rho \cos \vartheta_e - l_1) \sin \psi_e \sin \Sigma_u + a_u \cos \psi_e$$

$$y_{1e} = (\rho \sin \vartheta_e + l_3) (\cos \beta_e \sin \psi_e + \sin \beta_e \cos \psi_e \cos \Sigma_u) - (\rho \cos \vartheta_e - l_1) \cos \psi_e \sin \Sigma_u - a_u \sin \psi_e$$

$$n_{x_{1e}} = \sin \vartheta_e (\cos \beta_e \cos \psi_e - \sin \beta_e \sin \psi_e \cos \Sigma_u)$$

$$+ \cos \vartheta_e \sin \psi_e \sin \Sigma_u$$

$$n_{y_{1e}} = -\sin \vartheta_e (\cos \beta_e \sin \psi_e + \sin \beta_e \cos \psi_e \cos \Sigma_u)$$

$$+ \cos \vartheta_e \cos \psi_e \sin \Sigma_u$$

$$\theta_e = \arctan \left(\frac{y_{1e}}{x_{1e}} \right)$$

$$\mu_e = 90^\circ - \theta_e + \arctan \left(\frac{n_{y_{1e}}}{n_{x_{1e}}} \right)$$

$$(\theta_e + \zeta + \varphi_1) = \pi - \arcsin \left(\frac{y}{r_{e1}} \right)$$

$$x = r_{e1} \cos(\theta_e + \zeta + \varphi_1)$$

$$z = \frac{r^{(1)} [r^{(1)} \cos(\theta_e + \zeta + \varphi_1) + a - pu] \cos\mu_e}{p [\sin(\theta_e + \zeta + \varphi_1) \cos\mu_e + \cos(\theta_e + \zeta + \varphi_1) \sin\mu_e]}$$

(8) 啮合区的(b-b)线(见图 6.3-12)坐标

$$(\theta + \zeta + \varphi_1) = \pi - \arcsin \left(\frac{y'}{r^{(1)}} \right)$$

$$x = r^{(1)} \cos(\theta + \zeta + \varphi_1)$$

$$z = \frac{r^{(1)} [r^{(1)} \cos(\theta + \zeta + \varphi_1) + a - pu] \cos\mu}{p \sin(\theta + \zeta + \varphi_1 + \mu)}$$

当 \$|y| < \sqrt{(r_1 - m)^2 - (a - r_{e2})^2}\$ 时

$$2ax + [r_1^{(12)}]^2 + z^2 + 2a \sqrt{(r_1 - m)^2 - y^2} - (r_1 - m)^2 = 0$$

$$\text{当 } |y| \geq \sqrt{(r_1 - m)^2 - (a - r_2)^2} \text{ 时}$$

$$(a+x)^2 + z^2 - r_2^2 = 0$$

蜗杆蜗轮啮合性能分析计算的目的在于指导设计,使所设计的圆弧圆柱蜗杆副既具有效率高、承载能力大和寿命长的特性又有保证尺寸小、重量轻和成本低的优点。

利用本章 3.3.3(3)和 3.3.3(4)可以求得蜗杆与蜗轮啮合时的瞬时接触线、诱导法曲率及接触线方向与 $V^{(12)}$ 的夹角 θ^* , 依此可以判断所设计蜗杆副的优劣。

利用 3.3.3(5)可以求得蜗杆与蜗轮啮合时的一界曲线,即曲率干涉界限曲线。设计时,要严格避免一界曲线落在蜗轮工作齿面上,否则就会发生曲率干涉现象。

利用 3.3.3(6)可以求得蜗杆与蜗轮啮合时的二界曲线,该曲线将蜗杆齿面分成啮合区和非啮合区,非啮合区不参加工作。设计时,在满足蜗杆刚度的前提下,调整原始设计参数,改变二界曲线在蜗杆齿面上的位置,以达到减小非啮合区之目的。

利用 3.3.3(7)和 3.3.3(8)可以确定蜗杆与蜗轮

啮合时的啮合区,即由 $(a-a)$ 线与 $(b-b)$ 线所包围的部分。依此可以精确地确定蜗杆齿宽和蜗轮齿宽。下面给出一个应用实例的计算结果。

已知计算原始参数为: $z_1 = 7, z_2 = 44, a = 914.4, m = 33.11, \rho = 130, \Sigma_u = 33^\circ 53' 35'', r_{a1}^{(1)} = 200.5, r_2 = 782.5, \alpha_n = 23^\circ, d_H = 281.712, d_S = 680, l_1 = 119.666, l_2 = 223.294, l_3 = 257.562, a_s = 480.856, p = 115.885, u = 6.2857, r_1 = 172.5, r_1' = 185.98, x_2 = 0.4071, q = 10.4198$ 。

将这些原始参数代入已经编好的计算机源程序上机计算,其计算结果见表 6.3-7 和图 6.3-11、图 6.3-12。表 6.3-7 列出诱导法曲率 $K_s^{(12)}$ 、瞬时接触线方向与 $V^{(12)}$ 的夹角 θ^* 的数值。图 6.3-11 示出瞬时接触线、二界曲线 L_{s2} 及一界曲线 L_{s1} 。图 6.3-12 示出确定啮合区的 $(a-a)$ 线和 $(b-b)$ 线。该二曲线所包围的部分为蜗杆单向回传的啮合区。若蜗杆双向回传,则其啮合区为以 j_k 轴对称的两部分组成,沿 k_k 确定蜗杆齿宽,沿 j_k 确定蜗轮齿宽。

表 6.3-7 $K_s^{(12)}$ 和 θ^* 的计算值

φ	项目	β					
		1	2	3	4	5	6
220°	$K_s^{(12)}$	-0.06897	-0.00412	-0.00407	-0.00414	-0.01294	0.02511
	θ^*	30°10'55"	15°7'12"	18°21'48"	33°39'52"	69°49'32"	87°0'37"
0°	$K_s^{(12)}$	-0.00474	-0.00479	-0.00469	-0.00445	-0.00771	0.07417
	θ^*	24°31'28"	24°32'16"	26°58'46"	39°6'20"	71°28'1"	79°57'51"
150°	$K_s^{(12)}$	-0.00834	-0.00828	-0.00787	-0.00644	-0.00397	-0.00155
	θ^*	31°1'6"	29°46'41"	29°26'58"	31°43'25"	39°30'39"	51°48'42"

4 圆弧圆柱蜗杆传动的承载能力计算

圆弧圆柱蜗杆(ZC)传动的承载能力计算公式和方法同第2章第4、5节。

对于圆环面包络圆弧圆柱蜗杆(ZC₁)传动。由于齿形不同,其接触系数 Z_e 亦不同,可查阅图 6.2-11 中的 ZC 曲线得出,计算步骤可参见第2章例题 1~4,圆弧圆柱蜗杆 ZC₁ 型计算实例,参见第2章末[例4]及[例5]。

对于轴向圆弧圆柱蜗杆(ZC₂)传动。计算公式和方法也同前, Z_e 也可查阅图 6.2-11。但如前所述,由于 ZC₂ 型蜗杆是由车刀轨迹成形,精度不易保证。其承载能力一般要比 ZC₁ 型低 30% 左右,因此在计算 ZC₂ 型蜗杆时,可将表 6.2-5 的接触强度极限值 σ_{lim} 乘以折算系数 $\sqrt{0.7}$ 及 U_{im} 乘以折算系数 0.7。

ZC₁ 蜗杆的啮合摩擦因数参见式(6.1-6)及图

6.1-6,代入式(6.1-2)便可求得啮合效率。传动效率值亦可参考[3][4]。润滑油选择及材料选择分别见表 6.1-2 及表 6.2-5。ZC 蜗杆传动精度及公差未制订。参见普通圆柱蜗杆及[3][4]。

5 ZC₁ 蜗杆传动的应用

ZC₁ 蜗杆传动在国内已有多家生产,广泛应用于冶金机械、石油机械、化工机械、纺织机械、食品机械、轧钢机械、建筑用升降机等设备中。ZC₁ 蜗杆传动的应用实践表明,在设计、使用时,应注意以下问题:

- 1) 为获得最佳的传动性能,应该对 ZC₁ 蜗杆传动进行参数优化。
- 2) 为获得最合理的啮合区,加工蜗杆和蜗轮时,应针对实际情况进行修形调整。
- 3) 为保证蜗杆传动性能,应该使蜗杆和蜗轮的材料符合性能指标要求。
- 4) 使用单位应该按说明书要求加入相应牌号和规定容量的蜗杆蜗轮润滑油,并按规定及时更换。

第4章 直廓环面蜗杆传动

1 概述

分度曲面是圆环面的蜗杆,称为环面蜗杆。一个环面蜗杆,当其轴向齿廓为直线时,就称为直廓环面蜗杆(俗称球面蜗杆),与相应的蜗轮组成的传动称为直廓环面蜗杆传动(见图 6.4-1)。

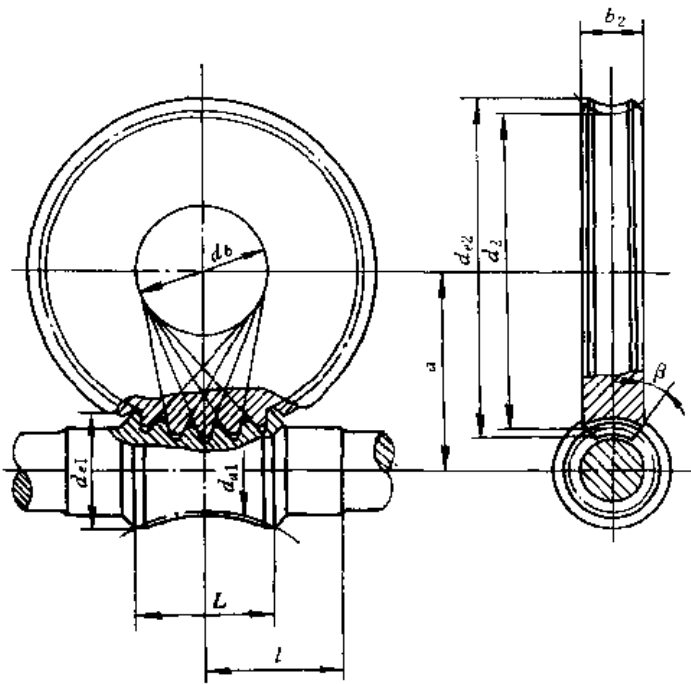


图 6.4-1 直廓环面蜗杆传动图

这种传动有两种类型:“原始型”和“修整型”。

“原始型”直廓环面蜗杆的螺旋齿面形成原理(图 6.4-2)如下:一条与成形圆相切、与蜗杆轴线相交的直线(蜗杆齿面发生线也即刀具母线),在围绕成形圆的圆心作等角速(ω_2)旋转运动的同时,又与成形圆一起围绕蜗杆轴线在空间作等角速(ω_1)的旋转运动,于是,该直线在空间所作出的运动轨迹曲面,就是直廓环面蜗杆的螺旋齿面。由于此螺旋面是由轨迹曲面构成而不是由包络过程产生,因此它属不可展的轨迹曲面环面蜗杆传动。这是此型环面蜗杆传动和其他型式的包络环面蜗杆传动的本质区别。

“修整型”直廓环面蜗杆的螺旋齿面形成原理,基本与“原始型”相同,只是 ω_2 为不等角速度,其变化规律由修形曲线确定。

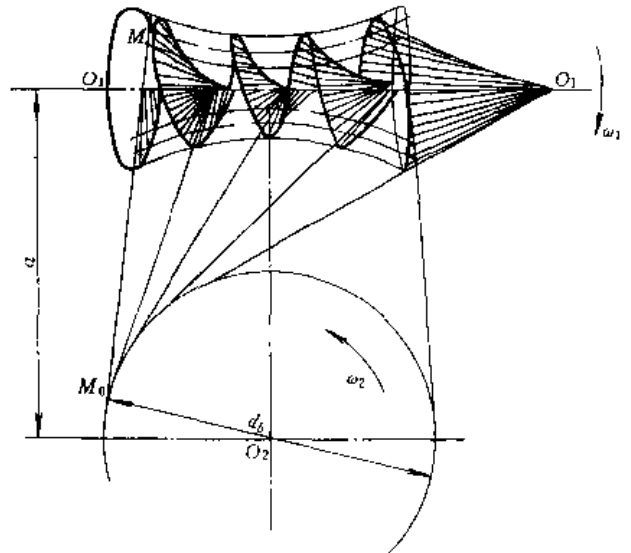


图 6.4-2 “原始型”直廓环面蜗杆螺旋齿面的形成原理图

图 6.4-3 所示为实际生产中直廓环面蜗杆的加工成形原理图。其蜗杆外形是一个由凹圆弧为母线的回转面(环面)。蜗杆轴线与刀座回转中心 O_2 的距离,等于蜗杆的中心距 a 。当以与成形圆相切的直线为刀具母线,并使蜗杆毛坯与刀座分别以 ω_1, ω_2 绕各自

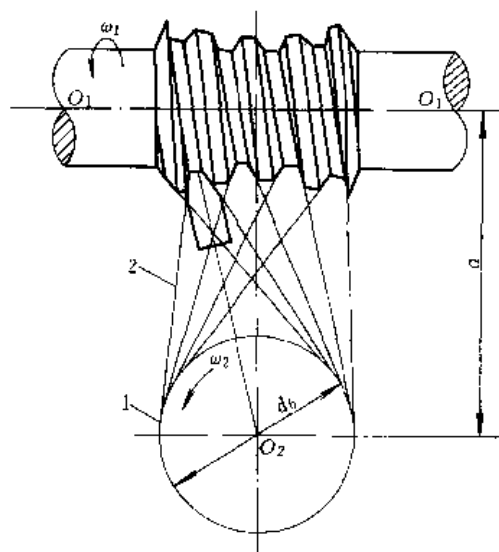


图 6.4-3 直廓环面蜗杆的加工成形原理图
1—成形圆 2—刀具母线

的轴线回转,则刀具在凹圆弧回转体上,加工出直廓环面蜗杆的螺旋齿面。当 ω_1/ω_2 等于蜗杆副的齿数比 u 而为常量时,加工出的齿面是“原始型”的,如 ω_1/ω_2 为不等于 u 而为变量时,加工出的齿面是“修整型”的。一般 ω_1 为定值, ω_2 可为定值也可为变量,通常可采取变化 ω_2 值来实现修形。

由于“原始型”承载能力低,目前工业生产中已很少采用,广泛采用的是“修整型”。“修整型”环面蜗杆是将“原始型”环面蜗杆从中部向两端逐渐削薄而成,“修整型”又分为倒坡“修整型”和“全修整型”两种,推荐采用“全修整型”。“全修整型”比“原始型”接触区扩大,能达到较高的承载能力和传动效率,与普通圆柱蜗杆相比,同时包容的齿数较多,形成油膜好,诱导法曲率半径大等。因此,在相同尺寸下,其承载能力可高达 1.5~3 倍(小值适合于小中心距,大值适合于大中心距);若传递同样的功率,中心距可减小 20%~40%;在批量生产时,不仅成本可大量降低,还可大大减轻工人的劳动强度。因此,这种蜗杆传动已被美、俄等国作为动力蜗杆传动的主要型式在生产中使用。特别是美国,在当今环面蜗杆生产方面处于领先地位^①,其最大功率达 2264kW;最小齿数比为 3;蜗杆头数最多达 13,最高效率达 97%;系列速比范围 5~343000;中心距范围 15~1320mm。还制定了几十种型号、数百种规格,上千种尺寸参数的系列产品,并有经过几次修订的几何计算标准(AGMA342.02)和承载能力计算标准(AGMA441.04)。它的缺点是制造比较复杂,不可展齿面难以实现磨削,所以不易获得精度很高的传动。因此,单件小批生产时,成本高,周期长且质量不易保证。只有实现集中生产,才能充分发挥其优越性。

我国从 50 年代起就广泛开始采用这种传动,在制造和使用上积累了较丰富的经验;使用范围遍及各机械行业,最大中心距达 1200mm;最小速比达 5;蜗杆头数达 6;效率达 92%。目前较广泛采用的“全修整型”传动为近似抛物线修形的变参数修形传动,而抛物线修形和高次方修形的“全修整型”传动也正在逐步推广中。

2 啮合性能分析

为了寻找最佳设计方案,以达到更好的油膜形成条件和最大的诱导法曲率半径,只有通过对其选定的不同几何尺寸及修形曲线进行啮合分析对比后才能实现。其计算结果应是润滑角 Ω 值越大越好,诱导法曲率 K_{n12}^N 值越小越好。

直廓环面蜗杆加工成形坐标系见图 6.4-4,直廓环面蜗杆副共轭运动坐标系见图 6.4-5。

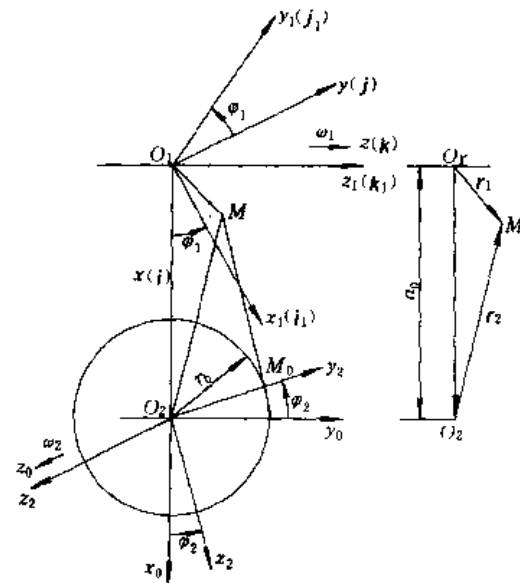


图 6.4-4 直廓环面蜗杆加工成形坐标系
刀具母线 $\overline{M_0M}$ 以参量 u 表示

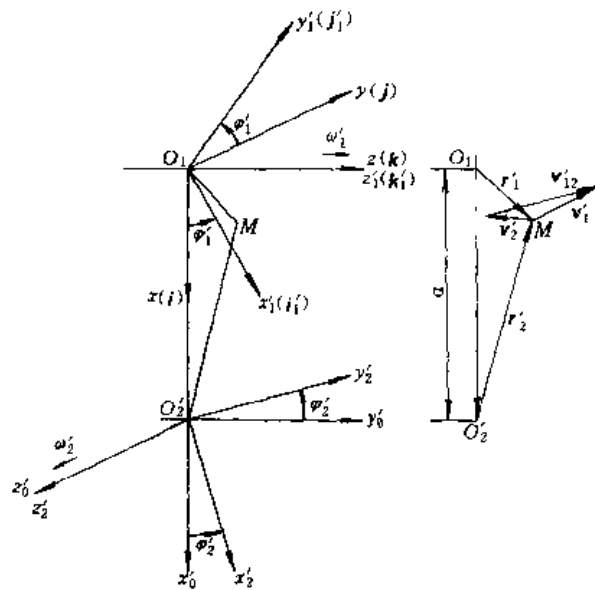


图 6.4-5 直廓环面蜗杆副共轭运动坐标系

1. 刀具母线矢量方程

$$r_2 = \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u \\ r_0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.4-1)$$

① 如 Ex-Cell-O Corp. 的 CONE DRIVE。 — 作者注

2. 蜗杆齿面矢量方程

$$r_1 = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B \cos \varphi_1 \\ -B \sin \varphi_1 \\ M \end{bmatrix} \quad (6.4-2)$$

式中 $B = u \cos \varphi_2 - r_b \sin \varphi_2 + a_0$;

$M = u \sin \varphi_2 + r_b \cos \varphi_2$ 。

3. 蜗杆齿面单位法矢方程

$$n_1 = \begin{bmatrix} n_{x1} \\ n_{y1} \\ n_{z1} \end{bmatrix} = \frac{1}{D} \begin{bmatrix} B \cos \varphi_1 \sin \varphi_1 - i_{21} u \sin \varphi_1 \\ -B \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 - i_{21} u \cos \varphi_1 \\ -B \cos \varphi_1 \end{bmatrix} \quad (6.4-3)$$

式中 $i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = f'(\varphi_1)$;

$D = \sqrt{i_{21}^2 u^2 + B^2}$ 。

4. 蜗杆副工作时齿面相对运动速度矢量方程

$$v_{12} = \begin{bmatrix} v_{12x1} \\ v_{12y1} \\ v_{12z1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} i_{21} M \cos \varphi_1 + B \sin \varphi_1 \\ -i_{21} M \sin \varphi_1 + B \cos \varphi_1 \\ -i_{21} (B \cos \theta - a) \end{bmatrix} \quad (6.4-4)$$

式中 $\theta = \varphi_1 - \varphi_2$;

$i_{21} = \frac{z_1}{z_2}$ 。

5. 啮合方程

$$\begin{aligned} \Phi &= n_1 v_{12} \\ &= n_{x1} v_{12x1} + n_{y1} v_{12y1} + n_{z1} v_{12z1} \\ &= (P \cos \theta + Q \sin \theta - W) \frac{i_{21}}{D} \end{aligned} \quad (6.4-5)$$

式中 $P = B(u + a_0 \cos \varphi_2)$;

$Q = -i_{21} u M$;

$W = B \left(u \frac{i_{21}}{i_{21}} + a \cos \varphi_2 \right)$ 。

6. 蜗轮齿面矢量方程

$$\left. \begin{aligned} r_2 &= (x_2, y_2, z_2) \\ \Phi &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (6.4-6)$$

式中

$$r_2 = \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (B \cos \theta - a) \cos \varphi_2 + M \sin \varphi_2 \\ -(B \cos \theta - a) \sin \varphi_2 + M \cos \varphi_2 \\ B \sin \theta \end{bmatrix}$$

$\Phi = P \cos \theta + Q \sin \theta - W = 0$

7. 共轭齿面的诱导法曲率 文献[14]导出了共轭齿面接触点处沿任意方向诱导法曲率的一般公式为

$$\kappa_{n12}^* = \kappa_{n1} - \kappa_{n2} = \frac{(aN)^2}{\Psi} \quad (6.4-7)$$

式中 κ_{n12}^* ——诱导法曲率;

κ_{n1} —— M 点处蜗杆齿面法曲率;

κ_{n2} —— M 点处蜗轮齿面法曲率;

α —— M 点处任意方向的单位切矢 $\left(\frac{dr_1}{ds} \right)$;

N —— M 点处公切面上与接触线切线方向垂直的切矢;

Ψ ——界线函数;

$$\Psi = \Phi_{\varphi_1} + \Gamma \quad (6.4-8)$$

式中 Φ_{φ_1} ——界线函数;

Γ ——界线函数 ($\Gamma = N \cdot v_{12}$)。

根据文献[28]切矢 N 表达如下:

$$N = \frac{1}{D^2} \begin{vmatrix} r_{1x} & r_{1y} & 0 \\ E & F & \Phi_u \\ F & G & \Phi_{\varphi_1} \end{vmatrix} \quad (6.4-9)$$

式中 $r_{1x} = \cos \varphi_2 \cos \varphi_1 i_1 - \cos \varphi_2 \sin \varphi_1 j_1 + \sin \varphi_2 k_1$;

$r_{1y} = -(i_{21} M \cos \varphi_1 + B \sin \varphi_1) i_1 +$

$(i_{21} M \sin \varphi_1 - B \cos \varphi_1) j_1 +$

$i_{21} (B - a_0) k_1$;

$E = 1$;

$F = -i_{21} r_b$;

$G = i_{21}^2 (u^2 + r_b^2) + B^2$;

$\Phi_u = (P_u \cos \theta + Q_u \sin \theta - W_u) \frac{i_{21}}{D}$;

$\Phi_{\varphi_1} = (P_{\varphi_1} \cos \theta + Q_{\varphi_1} \sin \theta - W_{\varphi_1}) \frac{i_{21}}{D} - \Phi'_{\varphi_1}$;

$P_u = B - (u + a_0 \cos \varphi_2) \cos \varphi_2$;

$Q_u = -i_{21} (M + u \sin \varphi_2)$;

$W_u = (B + u \cos \varphi_2) \frac{i_{21}}{i_{21}} + a \cos^2 \varphi_2$;

$P_{\varphi_1} = -i_{21} [B a_0 \sin \varphi_2 + (u + a_0 \cos \varphi_2) M]$;

$Q_{\varphi_1} = -u \left[M \frac{di_{21}}{d\varphi_1} + i_{21}^2 (B - a_0) \right]$;

$W_{\varphi_1} = B \left(\frac{di_{21}}{d\varphi_1} \cdot \frac{u}{i_{21}} - i_{21} a \sin \varphi_2 \right) -$

$\left(u \frac{i_{21}}{i_{21}} + a \cos \varphi_2 \right) i_{21} M$;

$\Phi'_{\varphi_1} = (P \sin \theta - Q \cos \theta) \frac{i_{21}}{D}$;

$\frac{di_{21}}{d\varphi_1}$ ——见公式(6.4-26)。

解出 N 的行列式得:

$$N = \begin{bmatrix} N_{x1} \\ N_{y1} \\ N_{z1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda_1 \cos \varphi_2 \cos \varphi_1 - \lambda_2 (i_{21} M \cos \varphi_1 + B \sin \varphi_1) \\ -\lambda_1 \cos \varphi_2 \sin \varphi_1 + \lambda_2 (i_{21} M \sin \varphi_1 - B \cos \varphi_1) \\ \lambda_1 \sin \varphi_2 + \lambda_2 i_{21} (B - a_0) \end{bmatrix} \quad (6.4-10)$$

$$\text{式中 } \lambda_1 = (\Phi_{\varphi_1} F - \Phi_{\varphi_2} G) \frac{1}{D^2}$$

$$\lambda_2 = (\Phi_{\varphi_2} F - \Phi_{\varphi_1} E) \frac{1}{D^2}$$

以 t 表示瞬时接触线的切线方向, $t \perp N, K'_{n12} = 0$ 。在 N 方向, 即通常进行诱导法曲率对比的方向, 其值可按式求得:

$$K'_{n12} = \frac{|N|^2}{\Psi}$$

即

$$K'_{n12} = \frac{N_{x1}^2 + N_{y1}^2 + N_{z1}^2}{\Phi_{\varphi_1}' + N_{x1} v_{12x1} + N_{y1} v_{12y1} + N_{z1} v_{12z1}} \quad (6.4-11)$$

8. 瞬时接触线的切线方向与相对运动速度方向的夹角 Ω

当 $N \neq 0$ 时, Ω 值可按式求得:

$$\Omega = \arcsin \left(\frac{v'_{12} N}{|v'_{12}| |N|} \right) \quad (6.4-12)$$

9. 齿面上的界线

(1) Ψ 界线——一类界限曲线 Ψ 界线存在的条件是: $\Phi = \Omega, \Psi = 0 (\Phi_{\varphi_1} \neq 0, \Gamma \neq 0)$ 。即

$$\left. \begin{aligned} P \cos \theta + Q \sin \theta - W = 0 \\ \Phi_{\varphi_1} + \Gamma = 0 \end{aligned} \right\} \quad (6.4-13)$$

由上述第一式中可求得

$$\varphi' = \varphi_1 \pm \arccos \left(\frac{W}{\sqrt{P^2 + Q^2}} \right) - \arctan \left(\frac{Q}{P} \right) \quad (6.4-14)$$

将 φ' 代入式(6.4-13)中的第二分式, 可消去 Ψ 中的 φ' , 而得到所要求的解。这条蜗轮齿面上第一接触面和第二接触面的交线, 最好相切并处于蜗轮有效齿面内。

(2) Φ_{φ_1}' 界线——二类界限曲线 Φ_{φ_1}' 界线存在的条件是: $\Phi = 0, \Phi_{\varphi_1}' = 0 (\Gamma \neq 0)$ 。即

$$\left. \begin{aligned} P \cos \theta + Q \sin \theta = W \\ P \sin \theta - Q \cos \theta = 0 \end{aligned} \right\} \quad (6.4-15)$$

把上面两式平方相加, 消去参数 θ , 得

$$P^2 + Q^2 = W^2 \quad (6.4-16)$$

式(6.4-16)中只含 u 和 φ_1 参数, 当“原始型”时,

$P=W$, 则 $Q=0$, 也即 $u=0$ 。则其二类界限曲线为远离蜗杆齿面的成形圆内环面上的一条空间曲线, 蜗杆齿面内无干涉区, 修形后变化甚微, 因此一般可不作计算。

(3) Γ 界线—— $\Omega=0$ 的曲线 Γ 界线存在的条件是: $\Phi=0, \Gamma=0 (N \neq 0, \Phi_{\varphi_1}' \neq 0)$ 。即

$$\left. \begin{aligned} P \cos \theta + Q \sin \theta = W \\ N \cdot v'_{12} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (6.4-17)$$

用求 Ψ 界线的计算方法, 同样可求得 Γ 界线。由 $N v'_{12} = 0$ 得知, v'_{12} 与接触线的切线重合, 因此 $\Omega=0$, 齿面间难以形成油膜, 经过计算发现, 这种蜗杆传动不存在 $\Omega=0$ 的界线。

3 原始参数

原始参数一般由用户提出, 它是合理设计的依据, 不论它以何种形式提出, 均须参照本文推荐的表 6.4-6 及表 6.4-15 合理选定并换算成统一的形式: 即齿数比 u 、蜗杆转速 n_1 (r/min)、蜗杆计算功率 P_{c1} (kW)。然后由表 6.4-15 粗选中心距 a ($P_{c1} \leq [P_{z1}]$), 并按公式(6.4-31)精确验算, 通过之后才能进行蜗杆副几何尺寸计算及啮合性能分析。然后经全面综合考虑, 予以合理选取后才能得到最佳的设计。凡按本文推荐的系列标准选取和计算的蜗杆副尺寸, 可不必再进行啮合性能分析。

3.1 齿数比 u

齿数比 u 应优先按系列表 6.4-6 选取, 重点推荐 10、20、40。如有出入, 可与用户协商, 尽可能与系列表的实用值相符, 对于齿数比为整数的多头蜗杆传动, 蜗杆的各个头应与蜗轮齿对号装配跑合, 然后投入使用。无法实现整数齿数的多头蜗杆传动, 其制造精度应提高 1 级。

3.2 蜗杆计算功率 P_{c1}

1) 已知蜗杆轴输入功率 P_1 (kW), 则

$$P_{c1} = \frac{P_1 K_A}{K_F K_{MP}} \quad (6.4-18)$$

式中 K_A ——使用场合系数(见表 6.4-1);

K_F ——制造精度系数(见表 6.4-2);

K_{MP} ——材料配对系数(见表 6.4-3)。

2) 已知蜗轮轴输出功率 P_2 (kW), 则

$$P_{c1} = \frac{P_2 K_A}{K_F K_{MP} \eta} \quad (6.4-19)$$

式中 η ——传动效率(见表 6.4-4)。

3) 已知蜗杆轴输入转矩 $T_1(N \cdot m)$, 则

$$P_{c1} = \frac{n_1 K_A T_1}{9549 K_F K_{MP}} \quad (6.4-20)$$

4) 已知蜗轮轴输出转矩 $T_2(N \cdot m)$, 则

$$P_{c2} = \frac{n_2 T_2 K_A}{9549 K_F K_{MP} \eta} \quad (6.4-21)$$

表 6.4-1 使用场合系数 K_A

每天工作时数	平 稳	轻度震动	重型震动	极度震动
0.5	0.6	0.8	0.9	1.1
1.0	0.7	0.9	1.0	1.2
2.0	0.9	1.0	1.2	1.3
10.0	1.0	1.2	1.3	1.5
24.0	1.2	1.3	1.5	1.75

表 6.4-2 制造精度系数 K_F

精度等级	6	7	8
制造精度系数 K_F	1	0.9	0.8

表 6.4-3 材料配对系数 K_{MP}

蜗杆硬度	蜗轮材料 ^①	适用齿面滑动速度 / (m/s)	K_{MP}
HRC ≥ 53 HRC = 32~38	ZQSn 10-0.3-1.5(锡磷镍) ZQSn 10-1 ZQSn 10-2-1.5(锡锌镍) ZQSn 6-6-3	<30	1.00
	ZQAl 10-3-1.5(铝铁镍) ZQAl 9-4	<8	0.80
	HT 15-33	<3	0.40
HB ≤ 280	ZQSn 10-0.3-1.5 ZQSn 10-1 ZQSn 10-2-1.5 ZQSn 6-6-3	<10	0.85
	ZQAl 10-3-1.5 ZQAl 9-4	<4	0.75
	HT 15-33	<2	0.30

① 材料牌号系旧标准而新标准参见 6.1 章 3.22 节及表 6.2-5。

表 6.4-4 单级直廓环面蜗杆减速器的效率

中心距 a/mm	蜗杆转速 $n_1/(r/min)$	齿 数 比 z									
		5	10	15	20	25	30	40	50	60	70
50~90	1500	90	88	86	83	82	78	74	71	68	67
	1000	90	88	86	82	82	78	74	71	68	67
	750	89	87	84	81	80	76	72	70	66	65
	600	89	85	83	81	79	73	70	68	64	63
	300	89	84	80	76	75	70	65	62	59	58
	200	88	83	79	75	73	68	61	58	57	56
	100	87	81	77	73	69	66	59	52	51	50
100~200	1500	92	90	88	85	84	80	76	73	70	69
	1000	92	90	88	84	84	80	76	73	70	69
	750	91	89	86	83	82	78	74	72	68	67
	600	91	87	85	83	81	75	72	70	66	65
	300	91	86	82	78	77	72	67	64	61	60
	200	90	85	81	77	75	70	63	60	59	58
	100	89	83	79	75	71	68	61	54	53	52
250~400	1500	94	92	90	87	86	82	78	75	72	71
	1000	94	92	90	86	86	82	78	75	72	71
	750	93	91	88	85	84	80	76	74	70	69
	600	93	89	87	85	83	77	74	72	68	67
	300	93	88	84	80	79	74	69	66	63	62
	200	92	87	83	79	77	72	65	62	61	60
	100	91	85	81	77	73	70	63	56	55	54

(续)

中心距 a/mm	蜗杆转速 $n_1/(\text{r}/\text{min})$	齿 数 比 u									
		5	10	15	20	25	30	40	50	60	70
450~630	1500	96	94	92	89	88	84	80	77	74	73
	1000	96	94	92	88	88	84	80	77	74	73
	750	95	93	90	87	86	82	78	76	72	71
	600	95	91	89	87	85	79	76	74	70	69
	300	95	90	86	82	81	76	71	68	65	64
	200	94	89	85	81	79	74	67	64	63	62
	100	93	87	83	79	75	72	65	58	57	56

注：本表是参考 AGMA 441.04(1978 年)制订的。对照美国 CONE DRIVE1984 年资料，当 $a > 50 \sim 90\text{mm}$ 时，其效率值比表值要普遍提高 2%；当 $a > 100 \sim 400\text{mm}$ 时，其效率值则普遍提高了 3%，最高效率达 97%，而当 $a > 450 \sim 630\text{mm}$ 时，其效率值也普遍提高了 1%，最高值也可达 97%。上述效率的最高值也仅在蜗杆高转速和齿数比小至 5 时才存在。

4 几何参数和尺寸计算

4.1 参数选取原则

设计参数的选取，主要根据传动功率的大小、转速高低和产品结构设计要求而定。其中最重要的基本参数是中心距 a (见图 6.4-6)，它由本章 5 承载能力计算求得。其次是齿数比 u 和蜗杆齿顶圆直径 d_{a1} 等。具体参数选取应符合标准化、系列化和通用化的原则，而且

应力求与有关国际标准一致。对于直廓环面蜗杆传动，ISO 还没有制订出标准，但美国、前苏联都有经过几次修订的国家标准或行业标准，如 AGMA342.02、AGMA441.04、ГОСТ9369-77、ГОСТ16502-70、ГОСТ17696-72 等。下面的几何参数计算，是在对上述各个标准进行了分析和比较之后确定的。特别是中心距 a 的系列标准，国际上已趋于统一，有利于各种类型蜗杆副的互换。

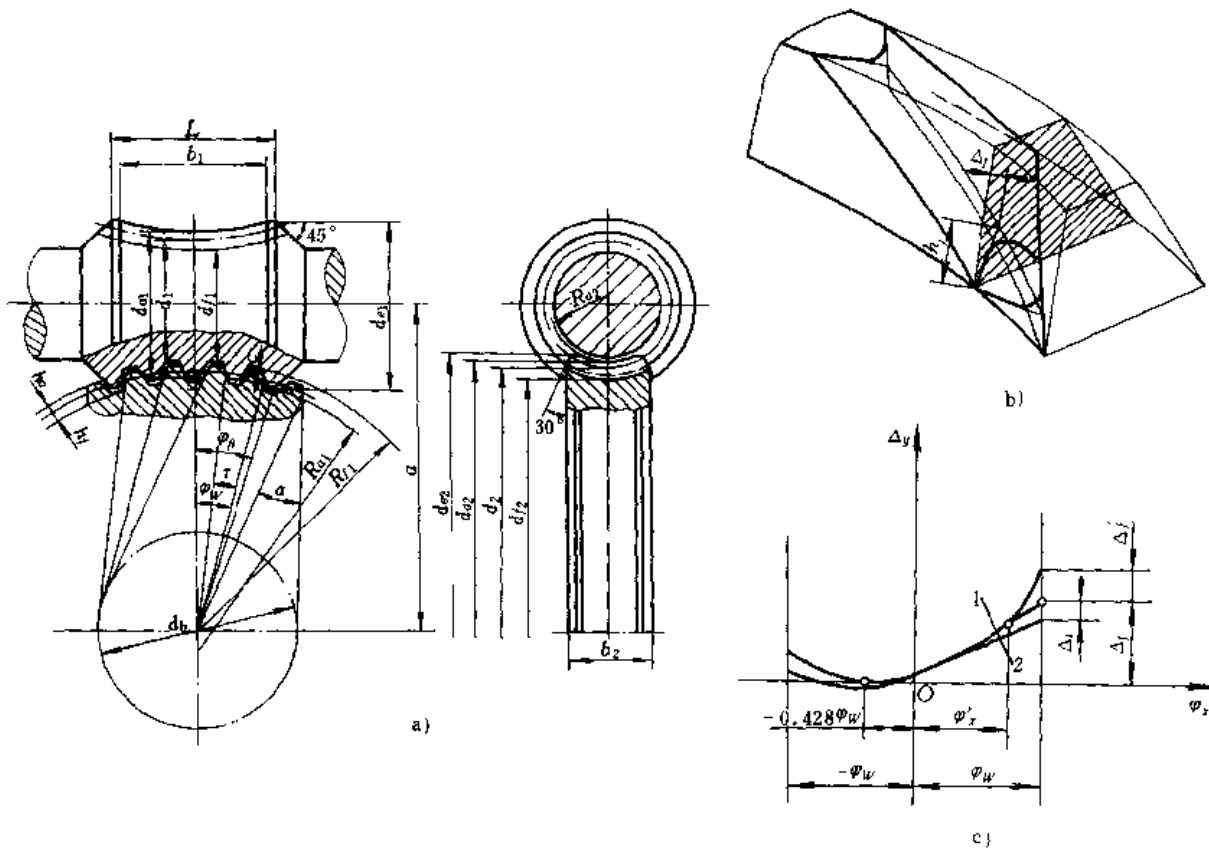


图 6.4-6 直廓环面蜗杆副的几何参数和尺寸
 a) 几何参数和尺寸示意图 b) 入口修整图 c) 修形曲线图
 1—蜗杆抛物线修形曲线 2—产形蜗杆修形曲线

直廓环面蜗杆传动,除 a 和 u 应按推荐的系列标准选取外,第三个主要的参数则是蜗杆齿顶圆直径 d_{a1} 。由于不受加工机床限制,不存在端面模数 m_t 标准系列化问题。因此 d_{a1} 的选取,主要受蜗杆强度的限制,在满足强度要求和保持啮合性能优良的前提下,对应于某一个中心距尺寸选定一个 d_{a1} 尺寸,这是最有利于标准化的,它比以前采用过的以蜗轮齿顶圆直径 d_{a2} 或蜗杆分度圆直径 d_1 为基础的原则好,这样不仅可以使蜗杆毛坯的尺寸规格减至最少,而在配之以尽可能少的蜗轮齿数规格时(以满足齿数比系列要求为限),可使蜗杆加工工装大大简化并通用化,有利于降低制造成本和缩短制造周期,彻底改变了以往一个产品参数,一套专用工装的落后状况。表 6.4-5 中 d_{a1} 的数值,主要是参考美国 Ex-Cell-O 公司 CONE DRIVE 标准制订的。通过对选定的各种搭配参数的全面计算,蜗杆齿顶圆直径 d_{a1} 尺寸,大部分与上述公司的标准尺寸相当(仅将中心距和蜗杆齿顶圆直径由英制系列改成了米制系列),上下偏差在 2% 左右。美国 AGMA342.02 标准推荐:蜗杆齿根圆直径 $d_{f1} = \frac{d^{0.375}}{2}$ 就已满足蜗杆强度要求,只有当 $u=8\sim 3$ 时,才需按比例增大 d_{f1} 值,其增大比例为 0~15%。表 6.4-5 中推荐的 d_{a1} 系列值,其相应的 d_{f1} 最小值,均比规定要求的大 2%~8%。因此,对于蜗杆强度,已作了充分考虑,可供设计时推荐采用。

此外,当齿数比 u 小于 6.3 甚至到 3 时(通常中心距小于 630mm),推荐 $d_{a1}=0.5a$ (圆整至优先数系),过分地增大 d_{a1} 值是不合适的,对制造成本、承载能力和传动效率也都是不利的。对于一般非标准设计,可参照表 6.4-5。对比后,尽量按表 6.4-5 中推荐的 d_{a1} 值偏大选取(如 $a=200\text{mm}$), $u \geq 8$ 时,可取 $d_{a1}=80\text{mm}$)。为了实现一种中心距只用一个蜗杆毛坯规格的目的,则蜗杆齿顶圆最大直径 d_{a1} ,蜗杆螺纹长度 L ,蜗杆齿宽 b_1 以及蜗杆齿顶圆弧半径 R_{a1} ($R_{a1}=a-0.5d_{a1}+\Delta a$ 有利于减少干涉)也要相应地搭配好,经过各种方法计算比较,选定的推荐值列于表 6.4-5,其中的代号意义见表 6.4-7。表 6.4-6 列出了齿数比搭配推荐值,建议尽量采用推荐的蜗轮齿数与蜗杆头数,以利简化工装。当采用的蜗轮齿数少于表 6.4-6 中相应的最少齿数时,表 6.4-5 中的 d_{a1} 值要适当加大,以满足 d_{f1} 的强度要求。对于一些特殊结构要求的设计(如蜗杆轴承支点的距离与 a 之比大于 2.5 或 $u > 100$ 传递运动的蜗杆副等), d_{a1} 值应相应增大或缩小,一般增大时不应超过

$0.5a$,缩小时:当 $a < 400\text{mm}$ 者, d_{a1} 不得小于 $0.2a$; $a > 400\text{mm}$ 者,其值不得小于 $0.15a$ 。无论 d_{a1} 值增大或缩小,其所能传递的功率均应相应降低。

表 6.4-5 直廓环面蜗杆传动几何参数搭配推荐值 (mm)

a	d_{a1}	b_2	d_{e1}	L	b_1	R_{a1}	d_b
50	24	14	28.34	29	26	40	32
63	30	18	35.49	37	33	51	40
80	36	22	42.97	47	42	65	52
100	45	28	53.80	59	53	82	65
125	56	36	66.97	73	66	102	82
160	71	45	85.17	93	85	131	105
200	80	56	98.17	117	109	168	135
250	100	70	122.63	146	136	210	170
315	125	85	153.80	184	172	254	214
400	155	100	191.92	236	220	337	273
500	185	110	231.63	298	278	426	344
630	230	130	289.21	378	352	538	435
800	260	160	338.32	482	460	695	566
1000	300	200	398.31	606	580	880	718
1250	375	250	498.24	756	726	1100	900
1600	480	315	638.96	970	930	1400	1150

表 6.4-6 齿数比搭配推荐值

名义齿数比 u_n	实用齿数比 u	中心距 a/mm		
		50~160	>160~630	>630~1600
		z_2/z_1		
8.0	8	32/4	48/6	—
10.0	10	40/4	40/4	80/8
12.5	12	48/4	48/4	72/6
16.0	16	32/2	48/3	64/4
20.0	20	40/2	40/2	80/4
25.0	24	48/2	48/2	72/3
31.5	32	32/1	64/2	64/2
40.0	40	40/1	40/1	80/2
50.0	48	48/1	48/1	96/2
63.0	64	64/1	64/1	64/1
80.0	80	—	80/1	80/1

- 注: 1. 齿数比 10、20 及 40 为重点推荐值;
- 2. $a > 630\text{mm}$ 时, z_2/z_1 为参考值;
- 3. 限于生产条件, u 不能采用整数数值时,可用 31、41、49、63、73、79、97 代替 32、40、48、64、72、80、96。

⊙ 此式量纲已换为米制,中心距 a 用 mm 代入。——篇主编注

表 6.4-7 几何参数和尺寸计算

序号	名称	代号	单位	公式或说明	算例	
1	中心距	a	mm	按本章 5 承载能力计算确定	160	
2	齿数比	u		$u = z_2/z_1$	40	
3	蜗轮齿数	z_2		参考本章 3.1 齿数比要求, 按表 6.4-6 选	40	
4	蜗杆头数	z_1		取	1	
5	蜗杆齿顶圆直径	d_{a1}	mm	中心距为系列值时, 序号 5~11 按表 6.4-5 选取 中心距为非标准时, 可按插入法选取 d_{a1} 值, 在保持 $\alpha - \varphi_w \approx 5^\circ$ 的原则下, 选取和计算 6~11 项各值	71	
6	蜗轮轮缘宽度	b_2	mm		45	
7	蜗杆齿顶圆最大直径	d_{c1}	mm		85.19	
8	蜗杆螺纹部分长度	L	mm		93	
9	蜗杆齿宽	b_1	mm		85	
10	蜗杆齿顶圆弧半径	R_{a1}	mm		131	
11	成形圆直径	d_b	mm		105	
12	蜗轮端面模数	m_t	mm		$m_t = \frac{2a - d_{a1}}{z_2 - 2h_a^*}$	6.45
13	径向间隙、圆角半径	$c = r$	mm		$c = r = 0.16m_t$	1
14	齿顶高	h_a	mm		$h_a = h_a^* m_t$	4.5
15	齿根高	h_f	mm		$h_f = h_a + c$	5.5
16	蜗杆分度圆直径	d_1	mm	$d_1 = d_{a1} - 2h_a$	62	
17	蜗杆齿根圆直径	d_{f1}	mm	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$	51	
18	蜗轮分度圆直径	d_2	mm	$d_2 = 2a - d_1$	258	
19	蜗轮喉圆直径	d_{a2}	mm	$d_{a2} = d_2 + 2h_a$	267	
20	蜗轮齿根圆直径	d_{f2}	mm	$d_{f2} = d_2 - 2h_f$	247	
21	蜗杆齿根圆弧半径	R_{f1}	mm	$R_{f1} = a - 0.5d_{f1}$	134.5	
22	蜗杆螺纹包角之半	φ_p		$\varphi_p = \arctan\left(\frac{0.5L}{a - 0.5d_{a1}}\right)$	21.505°	
23	蜗轮咽喉母圆半径	r_{a2}	mm	$r_{a2} = \frac{a - 0.5d_{a2}\cos\varphi_p}{\cos\varphi_p}$	39	
24	蜗轮外圆直径	d_{e2}		由作图决定 ($d_{e2} \geq d_{a2}$)		
25	齿距角	τ		$\tau = \frac{360^\circ}{z_2}$	9°	
26	蜗杆分度圆导程角	γ_m		$\gamma_m = \arctan\left(\frac{d_2}{ud_1}\right)$	5.939°	
27	蜗杆平均导程角	γ_w		$\gamma_w = \arctan\left(\frac{d_2}{K\gamma ud_1}\right)$	5.169°	
28	蜗杆齿宽包角之半	φ_w		$\varphi_w = \arcsin\left(\frac{b_1}{d_2}\right)$	19.236°	
29	蜗杆螺牙入口修形量	Δ_f	mm	$\Delta_f = (0.0003 + 0.000034u)a$	0.27	
30	蜗杆喉部齿厚减薄量	$\Delta \bar{s}_{n1}$	mm	$\Delta \bar{s}_{n1} = 2\Delta_f \left(0.3 - \frac{56.7^\circ}{z_2\varphi_w}\right)^2 \cos\gamma_m$	0.03	
31	蜗杆喉部法向弦齿厚	\bar{s}_{n1}	mm	$\bar{s}_{n1} = d_2 \sin(0.225\tau) \cos\gamma_m - \Delta \bar{s}_{n1}$	9.04	
32	蜗杆法向弦齿厚减薄齿高	\bar{h}_{n1}	mm	$\bar{h}_{n1} = h_a - d_2 \sin^2\left(\frac{\tau}{8}\right)$	4.4	
33	蜗轮喉部法向弦齿厚	\bar{s}_{n2}	mm	$\bar{s}_{n2} = d_2 \sin(0.275\tau) \cos\gamma_m$	11.08	
34	蜗轮法向弦齿厚减薄齿高	\bar{h}_{n2}	mm	$\bar{h}_{n2} = h_a + d_2 \sin^2\left(\frac{\tau}{8}\right)$	4.6	
35	蜗杆螺牙入口修缘深度	Δ_j	mm	$\Delta_j = 0.06h_a$	0.27	
36	蜗杆螺牙入口修缘高度	h_j	mm	$h_j = h_a$	4.5	

(续)

序号	名称	代号	单位	公式或说明	算例
37	产形蜗杆蜗牙人口偏离量	Δ_L	mm	$\Delta_L = (0.0005 \sim 0.001)L$	0.07
38	产形蜗杆齿形上凹入量	H	mm	$H = (0.01 \sim 0.02)h_a$	0.07
39	分度圆压力角	α		$\alpha = \arcsin\left(\frac{d_b}{d_2}\right)$	24.015°
40	齿侧间隙圆周半角	α_j		$\alpha_j = \arcsin\left(\frac{j_1}{d_2}\right)$	0.031°
41	中间平面上蜗杆齿形半角	α_1		$\alpha_1 = \alpha + (0.2 \text{ 或 } 0.225)\tau - \alpha_j$	26.009°

注：1. 当 $u \leq 16$ 时，齿顶高系数 h_a^* 取 0.67，其余均按 0.7 选取。

2. 平均导程角系数 K_v 按下述原则选取：

a) $160\text{mm} \geq a \geq 1250\text{mm}$, $u = 8 \sim 60$ 时, $K_v = 1.15$;

b) $200\text{mm} \leq a \leq 1000\text{mm}$, $u = 8 \sim 60$ 时, $K_v = 1.19$;

c) $u < 8$ 或 $u > 60$ 时, $K_v = 1.14$

3. $a > 400\text{mm}$ 时，蜗杆齿厚半角可取为 0.2τ ，则 56.7° 改成 50.4° 。

4. 蜗杆齿厚半角选取 0.2τ 时，则蜗轮齿厚半角为 0.3τ 。

5. 齿侧间隙 j_{c1} 见表 6.4-18。

4.2 直廓环面蜗杆副的几何参数和尺寸计算

4.3 直廓环面蜗杆的修形

直廓环面蜗杆传动分“原始型”和“调整型”两种。“原始型”传动，由于在蜗轮齿宽中央有棱线接触(见图 6.4-10)，承载能力大为降低，因此生产中已很少采用。只是在大中心距的传动中，还保留采用两端倒坡修形的“原始型”传动，其承载能力应取得低一些。目前较广泛采用的“调整型”传动为：近似抛物线修形的变参数修形传动、抛物线修形和高次方数修形传动。下面分别进行介绍。

4.3.1 倒坡修形

倒坡修形是指将“原始型”的环面蜗杆的螺旋齿面的两端逐渐减薄而成，其修形形状见图 6.4-7，修形量见表 6.4-8 小齿数比时用小值，大齿数比时用大值。

由于中小型直廓环面蜗杆传动已广泛采用变参数修形，倒坡修形主要采用于大尺寸的蜗杆加工中。此时靠跑合来改善其啮合性能是比较困难的，因此倒坡的目的，主要在于预防装配时发生干涉，并适当改善其润滑条件，倒坡修形后，蜗杆螺旋齿面的不完善部分应倒圆。

4.3.2 抛物线修形

这是一种变速比全修形，变速比 i_{21} 表示如下：

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = f'(\varphi_1)$$

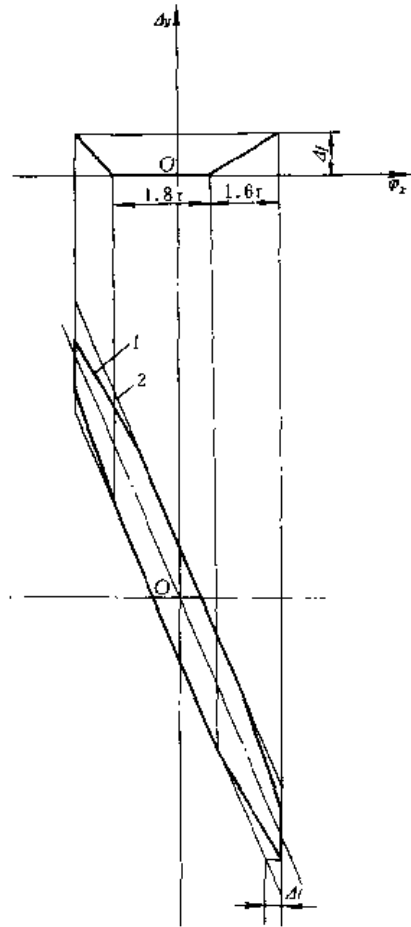


图 6.4-7 倒坡修形示意图

1—倒坡修形后蜗杆螺旋线 2—“原始型”蜗杆螺旋线

表 6.4-8 倒坡修形量 (mm)

中心距 a	80	100	125
倒坡量 Δf	0.15~0.25	0.17~0.28	0.19~0.32
中心距 a	160	200	250
倒坡量 Δf	0.24~0.40	0.30~0.50	0.32~0.56
中心距 a	315	400	500
倒坡量 Δf	0.36~0.63	0.40~0.71	0.45~0.80
中心距 a	630	800	1000
倒坡量 Δf	0.56~0.90	0.63~1.00	0.80~1.25
4 中心距 a	1250		1600
倒坡量 Δf	1.00~1.60		1.25~2.00

在通常的蜗杆齿部加工过程中, ω_1 为蜗杆旋转角速度, 是定值。 ω_2 为刀台旋转角速度, 是变化值, 它随修形曲线的要求相应地变化。 抛物线修形(见图 6.4-8)公式为

$$\Delta_y = \Delta_f \left(0.3 + 0.7 \frac{\varphi_2}{\varphi_w} \right)^2 \quad (6.4-22)$$

式中 φ_2 —— 用来确定修正量 Δ_y 的角度值。

$$\varphi_2 = \alpha + \frac{\varphi_1}{u} \quad (6.4-23)$$

$$\varphi_2 = i_{21} \varphi_1 - \frac{2\Delta_y}{d_2} \quad (6.4-24)$$

经过推导, 求得变速比 i_{21} 的计算公式如下:

$$i_{21} = \frac{1}{u} + 2c_1 c_3 (c_2 - c_3 \varphi_1) \quad (6.4-25)$$

式中 $c_1 = \frac{2\Delta_f}{d_2 \varphi_w^2}$

$$c_2 = 0.3 \varphi_w + 0.7 \alpha$$

$$c_3 = 0.7 \frac{1}{u}$$

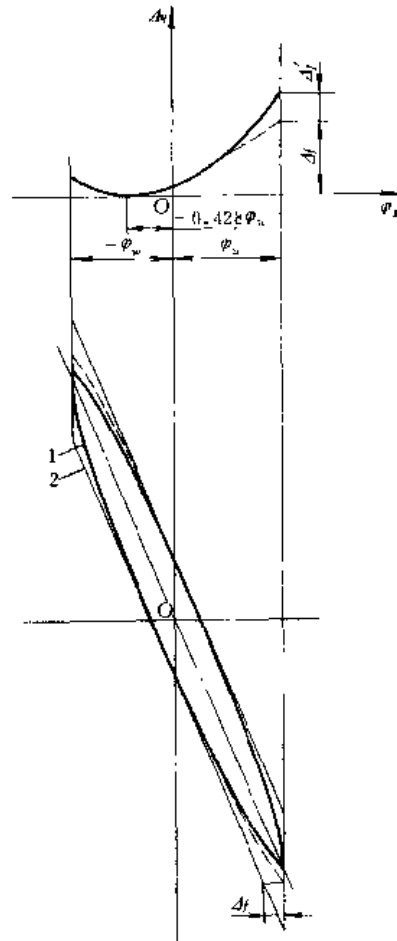


图 6.4-8 抛物线修形示意图

1—抛物线修形后蜗杆螺旋线 2—“原始型”蜗杆螺旋线

$$\frac{di_{21}}{d\varphi_1} = -2c_1 c_3^2 \quad (6.4-26)$$

φ_1 —— 蜗杆转动角度。

4.3.3 变参数修形

抛物线修形, 在一般设备上需添专门机构才能实现, 不便推广, 因此引出了近似抛物线修形的变参数修形, 它们二者之间的差异, 只是在抛物线顶点之后, 变参数修形的量稍微大一点, 直至螺旋齿面出口为止。另外变参数修形时, 蜗杆轴向齿形角 α_1 从入口至出口一直是变化的, 与飞刀加工的蜗轮跑合时, 齿高接触稍差, 如果采用与蜗杆形成基本一致的滚刀或剃刀加工蜗轮时, 齿高接触就好了。

变参数修形是将设计参数 a, u, d_b 改变成 a_0, u_0, d_{b0} 的情况下加工出“原始型”蜗杆。用飞刀或滚刀在传动参数为 a, u 的情况下加工出蜗轮, 这样加工配对的蜗杆副, 可以接近于抛物线修形的良好啮合性能。这种修形方法简便, 在一般加工环面蜗杆的机床上, 不需增添任何机构就能实现, 因此颇受生产厂家欢迎。变参数修形的参数计算见表 6.4-9。

表 6.4-9 直廓环面蜗杆变参数修形计算

序号	名称	代号	单位	公式	算例
					$a=160\text{mm}, u=\frac{40}{1}$ $d_b=105\text{mm}, d_2=258\text{mm}$
1	蜗杆蜗牙入口修形量	Δ_f	mm	$\Delta_f=(0.0003+0.000034u)a$	0.27
2	变参数修形齿数比	u_0		$u_0=\frac{ud_2}{d_2-50\Delta_f}=\frac{z_2}{z_1}$	取 $\frac{42}{1}$
3	齿数比增量系数	K_{u_0}		$K_{u_0}=\frac{u_0-u}{u_0}$	0.0476
4	变参数修形中心距	a_0	mm	$a_0=a+\frac{K_{u_0}d_2}{1.9-2K_{u_0}}$	166.81
5	变参数修形成形圆直径	d_{b0} ^①	mm	$d_{b0}=d_b$	105
				$d_{b0}=d_b+2(a_0-a)\sin\alpha$	108.3
6	蜗杆蜗牙入口修缘量	Δ_f' ^②	mm	$\Delta_f'=0.6\Delta_f$	0.16
7	修缘长度相应角度值	φ_s'		$\varphi_s'=\varphi_w-0.6r$	13.835°
8	入口修缘时中心距增量	Δ_{a0}	mm	$\Delta_{a0}=\frac{\Delta_f'}{\tan(\alpha-\varphi_w)-\tan(\alpha-\varphi_w)}$	1.67
9	入口修缘时,被加工面朝出口的轴向偏移量	Δ_m	mm	$\Delta_m=\Delta_{a0}\tan(\alpha-\varphi_w)$	0.30
10	蜗杆齿根圆弧半径	R_{f10}	mm	$R_{f10}=a_0-0.5d_{f1}$	141.31
11	蜗杆齿顶圆弧半径	R_{a10}	mm	$R_{a10}=a_0-0.5d_{a1}$	131.31

① 采用与蜗杆齿廓基本一致的滚刀加工蜗轮时,取 $d_{b0}=d_b$ 。而采用双飞刀加工蜗轮时,飞刀的基圆取 d_b ,而蜗杆加工基圆应取增大值。

② 蜗杆入口修缘采取图 6.4-6b 的形式或表中 Δ_f' 和 φ_s' 的形式(见图 6.4-6c)均可。

4.3.4 高次方修形

上面介绍的抛物线修形和已广泛应用的变参数修形,由于只要二次方程曲线,因此曲变能力较差。而蜗杆副传动特性,不仅要考虑理论的啮合性能要求,还要考虑其弹性变形和热变形的影响。此外,各项加工误差和装配误差也会影响其最后的使用性能。因此探讨曲变能力强的高次方曲线就成为必要了。经过分析,试验研究已求得一个七次方修形方程,它能适应各种修形曲线要求,局部微调也很方便,精确度可达几个微米以内。配以微机数控装置,便能实现任何修形曲线的加工和检测。高次方修形方程如下:

$$\Delta_s = f(\varphi_s) = A_0 + A_1\varphi_s + A_2\varphi_s^2 + A_3\varphi_s^3 + A_4\varphi_s^4 + A_5\varphi_s^5 + A_6\varphi_s^6 + A_7\varphi_s^7 \quad (6.4-27)$$

$$i_{21} = \frac{1}{u} (1 + A_1 + 2A_2\varphi_s + 3A_3\varphi_s^2 + 4A_4\varphi_s^3 + 5A_5\varphi_s^4 + 6A_6\varphi_s^5 + 7A_7\varphi_s^6) \quad (6.4-28)$$

$$\frac{di_{21}}{d\varphi_s} = -\frac{1}{u^2} (2A_2 + 6A_3\varphi_s + 12A_4\varphi_s^2 + 20A_5\varphi_s^3 + 30A_6\varphi_s^4 + 42A_7\varphi_s^5) \quad (6.4-29)$$

例如 $a=500\text{mm}, u=\frac{48}{6}$ 的产形蜗杆修形曲线,其七次方的修形方程求得如下:

$$\Delta_s = 1.020574 \times 10^{-10} \varphi_s^7 + 7.31404 \times 10^{-10} \varphi_s^6 - 8.20637 \times 10^{-8} \varphi_s^5 - 9.05603 \times 10^{-7} \varphi_s^4 + 7.66608 \times 10^{-6} \varphi_s^3 + 4.94648 \times 10^{-4} \varphi_s^2 + 7.46933 \times 10^{-3} \varphi_s + 0.02503 \quad (6.4-30)$$

式(6.4-30)的详细计算结果见表 6.4-10,曲线见图 6.4-9,其中任意点的误差在 $3\mu\text{m}$ 以内。

根据一系列测绘数据或理论分析,试验研究给出的一系列值 f_s ,用最小二乘法求得 A_0 至 A_7 8 个系数,这一系数 f_s 值中的任何区间,还可根据设计者的要求任意改变,也能很方便地求得符合指定曲线要求的 8 个系数。但在任意改变中,突变的跳跃点是不能起作用的。

4.3.5 各种修形曲线的啮合线分布图(见图 6.4-10 ~ 图 6.4-12)

表 6.4-10 产形蜗杆高次方修形曲线计算值

序号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\varphi_r/(\circ)$	17	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6
f_r/mm	0.200	0.196	0.191	0.185	0.176	0.166	0.154	0.142	0.128	0.114	0.098	0.086
$f(\varphi_r)/\text{mm}$	0.200	0.197	0.192	0.185	0.176	0.166	0.154	0.141	0.128	0.114	0.101	0.088
序号	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$\varphi_r/(\circ)$	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6
f_r/mm	0.074	0.062	0.052	0.042	0.034	0.026	0.020	0.012	0.006	0	-0.004	-0.006
$f(\varphi_r)/\text{mm}$	0.075	0.063	0.052	0.042	0.033	0.025	0.018	0.012	0.007	0.002	-0.001	-0.004
序号	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
$\varphi_r/(\circ)$	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15	-16	-17	-
f_r/mm	-0.008	-0.008	-0.009	-0.009	-0.008	-0.007	-0.004	0	0.005	0.012	0.020	-
$f(\varphi_r)/\text{mm}$	-0.006	-0.008	-0.009	-0.009	-0.008	-0.007	-0.004	0.001	0.006	0.012	0.020	-

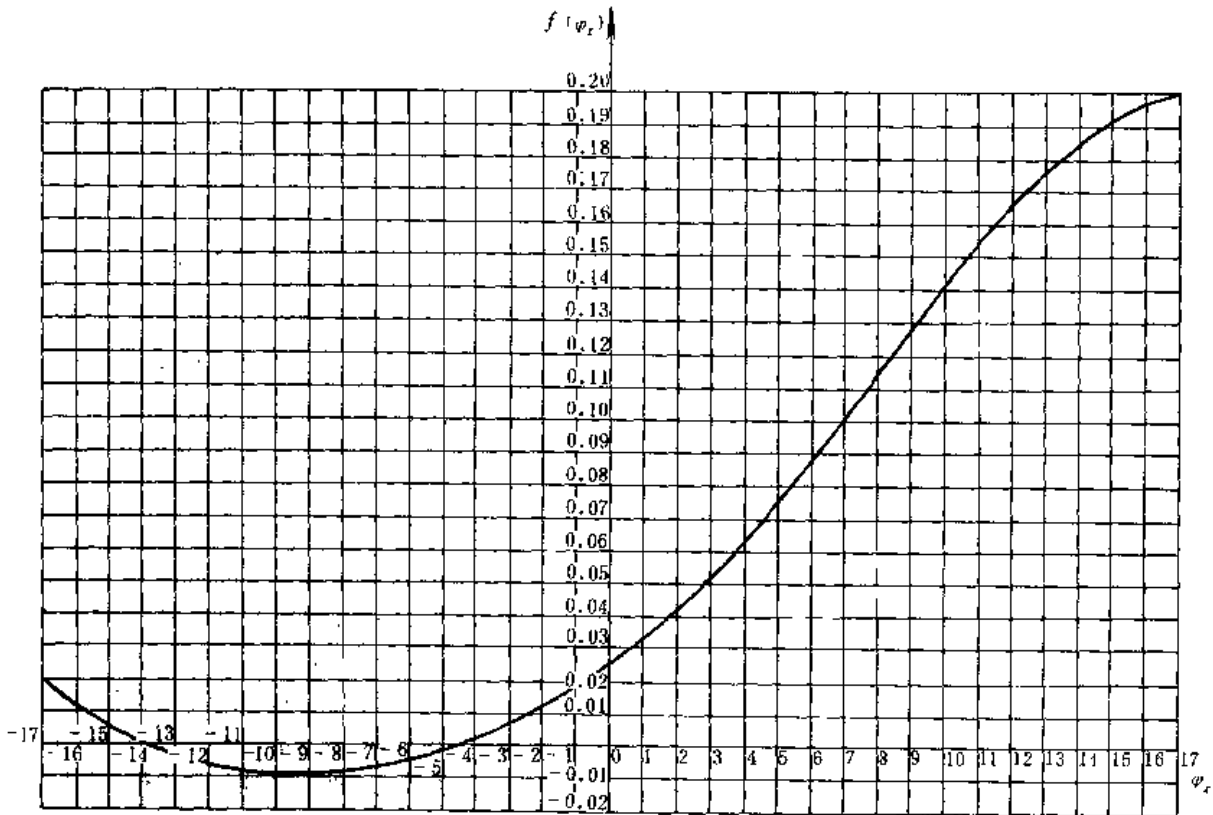
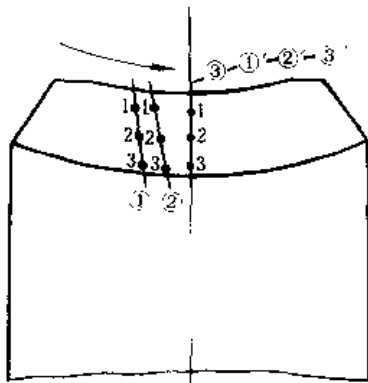
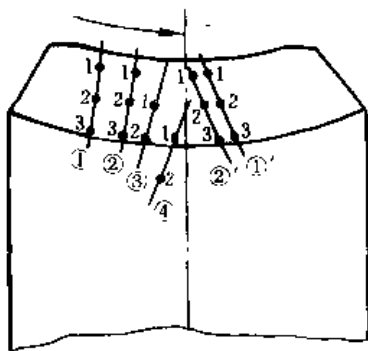


图 6.4-9 高次方产形蜗杆修形曲线



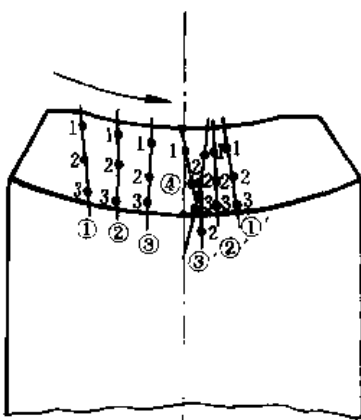
		K_{H2}^H, Ω		
接触线		①	②	③-①' ②'-③'
接触点				
1		-0.0075 64°	-0.0038 74°	89°
2		-0.0065 67°	-0.0035 77°	89°
3		-0.0058 70°	-0.0033 78°	89°

图 6.4-10 原始型 ($a=160\text{mm}, \mu=40/1$)



		K_{H2}^H, Ω					
接触线		①	②	③	④	①'	②'
接触点							
1		-0.0120 67°	-0.0076 83°	-0.0048 72°	-0.0018 53°	-0.0700 74°	-0.0741 72°
2		-0.0125 78°	-0.0115 87°	-0.0092 80°	-0.0040 67°	-0.0567 75°	-0.1425 76°
3		-0.0141 82°	-0.0153 88°	—	—	-0.0464 77°	-0.1176 78°

图 6.4-11 变参数修形 ($a_0=166.6\text{mm}, \mu=42/1$)



		K_{H2}^H, Ω						
接触线		①	②	③	④	①'	②'	③'
接触点								
1		-0.0122 64°	-0.0112 73°	-0.0050 85°	-0.0031 83°	-0.0291 87°	-0.0907 89°	-0.0132 85°
2		-0.0114 67°	-0.0108 75°	-0.0049 8°	-0.0012 79°	-0.0252 88°	-0.0566 89°	-0.0296 85°
3		-0.0109 69°	-0.0105 76°	-0.0048 84°	—	-0.0222 89°	-0.0406 89°	—

图 6.4-12 抛物线修形 ($a=160\text{mm}, \mu=40/1$)

5 承载能力计算

5.1 中心距 a 的确定

根据本章 3 原始参数的选取和换算,已得到合理的齿数比 u ,蜗杆计算功率 P_{C1} (kW)以及蜗杆转速 n_1 (r/min),如系标准设计,则可直接从表 6.4-15 查得所需的中心距 a 值。表中蜗杆许用功率 $[P_{p1}]$ (kW)是在 K_A 、 K_F 和 K_{MP} 均等于 1 的情况下,每日平稳连续工作 10h 下试验得出的(AGMA441.04)。当 $a > 1000\text{mm}$ 时参考使用。如为非标准设计,则可按表 6.4-15 粗选中心距 a 值,然后按下述公式精确验算其许用功率,以等于或略大于蜗杆计算功率 P_{C1} 为合理中心距选用值。蜗杆许用功率(MPa)的计算公式[AGMA441.04]如下:

$$[P_{p1}] = \frac{n_1}{1.341u} K_A K_b K_c K_v \geq P_{C1} \quad (6.4-31)$$

- 式中 K_A ——中心距系数;
- K_b ——齿宽和材料系数;
- K_c ——齿数比系数;
- K_v ——齿面平均滑动速度系数。

$n_1 = 100\text{r/min}$ 所求得的蜗杆许用功率 $[P_{p1}]$ 以及换算得到的相应转矩 T_1 (N·m),即为最大许用转矩,当 $n_1 < 100\text{r/min}$ 时,转矩不得再增大,只能以 $n_1 = 100\text{r/min}$ 的 T_1 值为极限。按标准系列设计时,其 K_A 、 K_b 、 K_c 及 K_v 均可由表 6.4-11、表 6.4-12 以及表 6.4-13 查得。如为非标准设计,其 K_A 、 K_b 、 K_c 以及 K_v 可分别按各自的计算公式精确求取,也可按各自的线图作粗略的确定(图 6.4-13~图 6.4-16)。

表 6.4-11 中心距系数 K_A 和齿宽及材料系数 K_b

a/mm	K_A	K_b	K_A 和 K_b 的计算公式及说明
50	0.0794719	0.634167	当 $50\text{mm} \leq a \leq 125\text{mm}$ 时 $K_A = 1.081953 \times 10^{-6} a^{2.86409}$ 当 $125\text{mm} < a \leq 1000\text{mm}$ 时 $K_A = 1.97707 \times 10^{-6} a^{2.71517}$ 当 $50\text{mm} \leq a \leq 1000\text{mm}$ 时 $K_b = 0.377945 + 5.748350 \times 10^{-3} a$ $- 1.3153 \times 10^{-3} a^2 + 1.37559 \times 10^{-6} a^3$ $- 5.253 \times 10^{-12} a^4$
63	0.154058	0.691244	
80	0.305373	0.760461	
100	0.578616	0.834481	
125	1.096350	0.916558	
160	1.90803	1.01386	
200	3.49714	1.10314	
250	6.40974	1.18738	
315	12.0050	1.26180	
400	22.9647	1.31871	
500	42.0909	1.35505	
630	78.8334	1.39110	
800	150.802	1.45010	
1000	276.398	1.47620	
1250	463.300	1.51100	
1600	1062.80	1.55700	

表 6.4-12 齿数比系数 K_c (按 AGMA441.04)

u	8	10	12	16	20	24	32	40	48	64	80
K_c	0.665	0.690	0.706	0.727	0.737	0.741	0.746	0.748	0.750	0.752	0.753

表 6.4-13 齿面平均滑动速度系数 K_v (按 AGMA441.04)

齿面平均滑动速度 $v/(m/s)$	0.10	0.20	0.40	0.60	0.80	1.00	2	3	4	5
K_v	0.701	0.666	0.612	0.569	0.554	0.536	0.424	0.355	0.308	0.273
齿面平均滑动速度 $v/(m/s)$	6	7	8	9	10	12	16	20	24	30
K_v	0.246	0.224	0.206	0.191	0.178	0.158	0.129	0.107	0.094	0.079

对于非标准设计, 齿数比系数 K_v 可按下列公式计算求得。

当 $8 \leq u \leq 16$ 时

$$K_v = 0.805 \frac{u}{u+1.7} \quad (6.4-32)$$

当 $16 < u \leq 80$ 时

$$K_v = 0.7581 \frac{u}{u+0.54} \quad (6.4-33)$$

$u > 80$ 者一律取 $K_v = 0.753$ 。

齿面平均滑动速度系数 K_v 见表 6.4-13, 精确值可由公式(6.4-34)算出。

$$K_v = \frac{2C}{2+0.9838v^{0.85}} \quad (6.4-34)$$

$$v = \frac{\pi d_{a1} n_1}{6 \times 10^4 \cos \gamma_w} \quad (6.4-35)$$

式中 γ_w ——蜗杆平均导程角;

C ——系数:

当 $v = 0 \sim 0.6 m/s$ 时, 取 $C = 0.75$;

当 $v = 1 \sim 18 m/s$ 时, 取 $C = 0.80$;

当 v 值不在上述范围时, 一律取 $C = 0.78$ 。

按齿面耐用品^①确定直廓环面蜗杆减速器的许用功率 $[P_{p1}]$, 它应略大于或等于蜗杆轴上的计算功率 P_{C1} , 就算验算通过。

为了方便, 计算举例选用了标准设计参数, 有关系数均可从表中直接查得, 从而计算出 $[P_{p1}]$ 。也可从表 6.4-15 中直接查得。表 6.4-14 中的计算步骤, 仍按非标准设计进行, 以便参考。

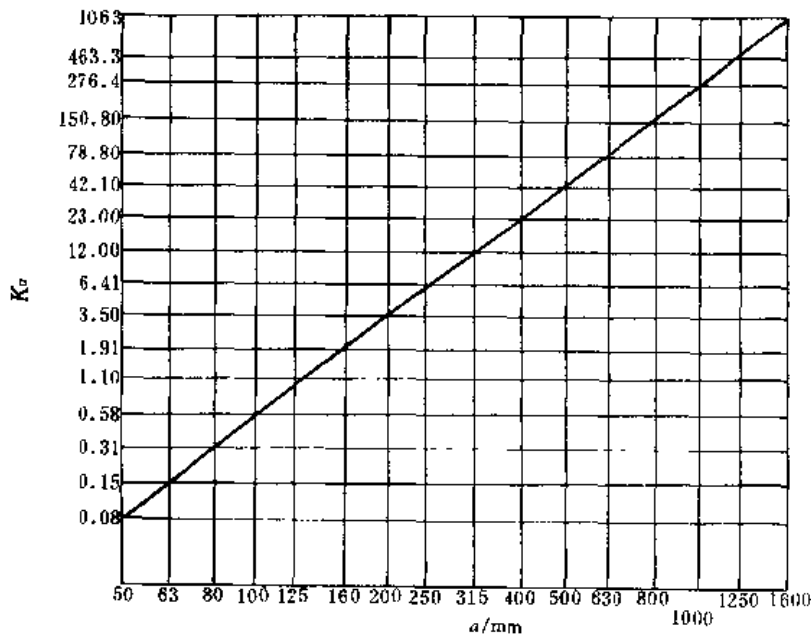


图 6.4-13 中心距系数 K_v 线图

① 或称齿面耐久性亦即指齿面接触疲劳强度。——篇主编注

5.2 蜗杆传动的磨损寿命计算

$$L_h = \frac{0.65s_n^2}{v_{sw}} \quad (6.4-36)$$

蜗杆传动的寿命, 决定于正常磨损期持续的时间。对于有一定侧隙要求的传动, 当磨损达到允许的最大侧隙时, 蜗杆副就不能再使用了。对于不要求控制侧隙的传动——如单向动力传动, 磨损到蜗轮齿的强度被削弱到不能承受额定负荷时, 始认为蜗杆副失效。按本文推荐的蜗轮参数, 蜗轮齿允许的磨损量为设计齿厚的35%, 若再进一步磨损, 轮齿就会发生折断或塑性变形。根据这一实际使用经验, 传动装置的寿命为:

式中 L_h ——传动副寿命(h);

s_n^2 ——蜗轮分度圆法向齿厚(μm);

v_{sw} ——正常磨损期间蜗轮分度圆法向齿厚磨损速度($\mu\text{m}/\text{h}$)。

蜗轮齿面磨损速度($\mu\text{m}/\text{h}$)可按下列经验公式求得

$$v_{sw} = 1.7 \times 10^{-3} a^{-1.8} T_2^1 n_1^6 b z^{0.05} \quad (5.4-37)$$

式中 T_2 ——蜗轮输出转矩(N·m)。

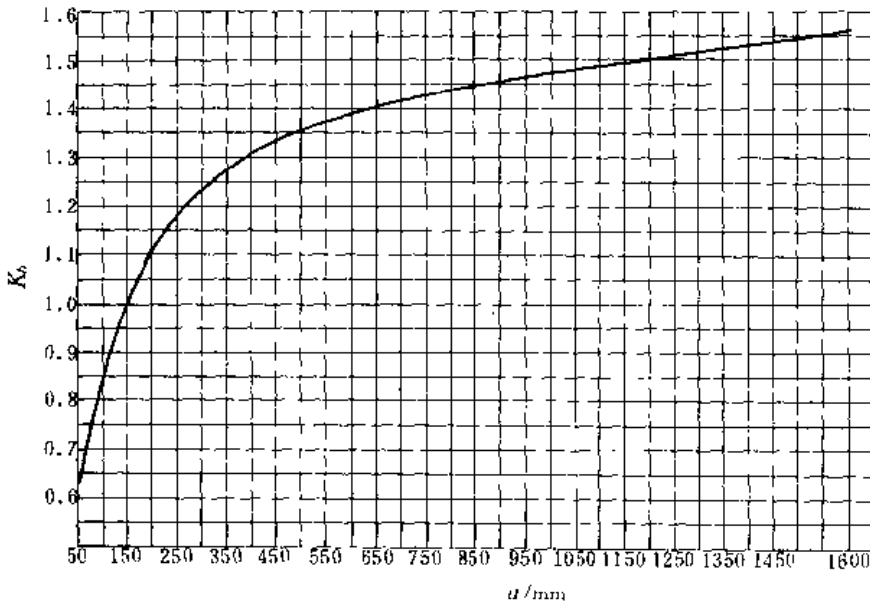


图 6.4-14 齿宽和材料系数 K_a 线图

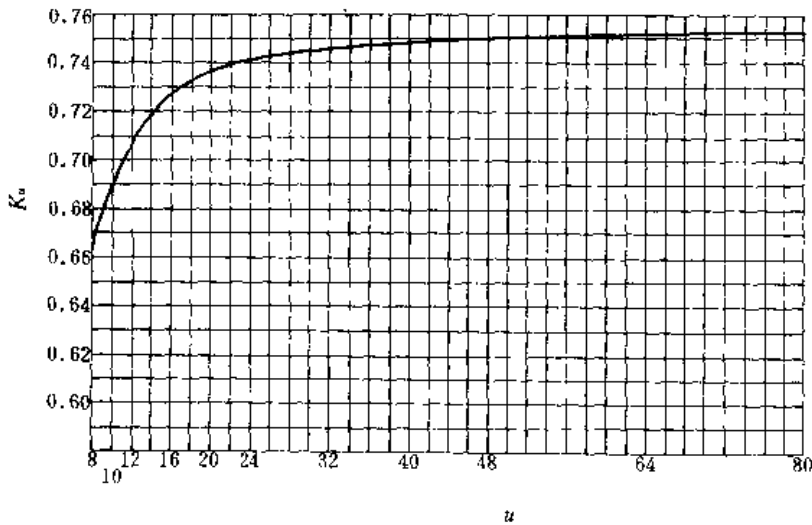


图 6.4-15 齿数比系数 K_a 线图

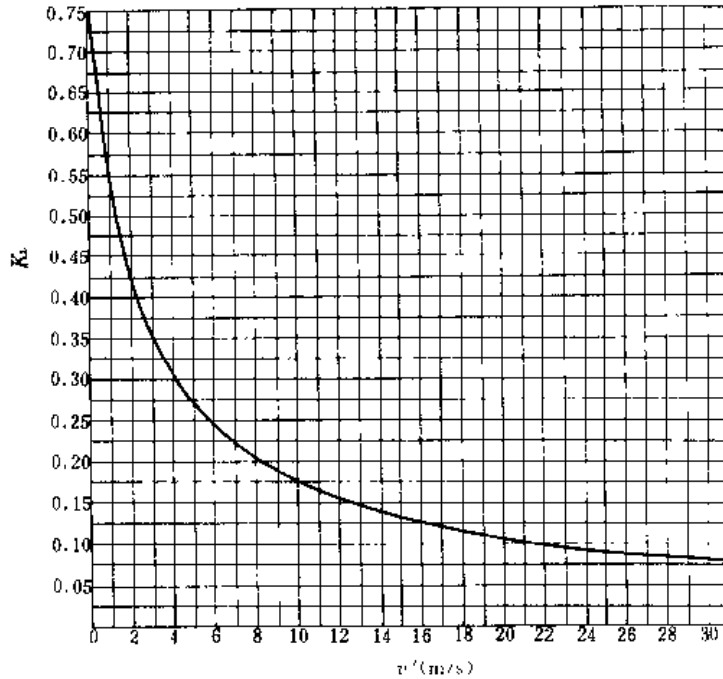


图 6.4-16 齿面平均滑动速度系数 K_v 线图

表 6.4-14 直廓环面蜗杆轴上许用功率 $[P_{p1}]$ 计算

已知蜗杆传动副参数										
$a/(mm)$	z_1	z_2	$d_{a1}/(mm)$	γ_w	$n_1/(r/min)$	蜗杆硬度	蜗轮材料	工作类型	制造精度	蜗杆轴上输入功率 $P_1(kW)$
160	1	40	71	5.169°	1000	HRC53	ZCuSn10Pb1 (ZQSn10-1)	每天平稳工作 8 小时	8 级	6
序号	名称	代号	公式或说明							数值
1	使用场合系数	K_A	按表 6.4-2 选取							1
2	制造精度系数	K_F	按表 6.4-3 选取							0.8
3	材料配对系数	$K_{M\beta}$	按表 6.4-4 选取							1
4	蜗杆轴上计算功率	P_{c1}	见公式(6.4-18)							7.5kW
5	中心距系数	K_a	按表 6.4-11 选取或按表中公式计算 $K_a=1.97707 \times 10^{-8} a^{2.1517}$							1.90802
6	齿宽和材料系数	K_b	按表 6.4-11 选取或按表中公式计算 $K_b=0.377945+5.74835 \times 10^{-3} a-1.3153 \times 10^{-5} \times a^2+1.37559 \times 10^{-8} a^3-5.253 \times 10^{-12} a^4$							1.01387
7	齿数比系数	K_u	当 $8 \leq u \leq 16$ 时, $K_u=0.806 \frac{u}{u+1.7}$ 当 $16 < u \leq 80$ 时, $K_u=0.7581 \frac{u}{u+0.54}$							0.748
8	齿面平均滑动速度	v	$v = \frac{\pi d_{a1} n_1}{6 \times 10^3 \cos \gamma_w}$ (见公式(6.4-35))							3.733m/s
9	齿面滑动速度系数	K_v	$K_v = C^{\frac{1}{2}} \frac{2}{2+0.9838v^{0.85}}$ ($C=0.8$)							0.3191
10	蜗杆轴上许用功率	$[P_{p1}]$	$[P_{p1}] = \frac{n_1}{1.341u} K_A K_b K_a K_v \geq P_{c1}$							8.61kW

① 系数 C 的选取原则见公式(6.4-34)中的说明。

表 6.4-15 直廓环面蜗杆许用功率 $[P_{p1}]$

中心距 $a/(mm)$	齿数比 z	蜗 杆 转 速 $n_1/(r/min)$								
		100	200	300	400	500	600	750	1000	1500
蜗杆许用功率 $[P_{p1}]/(kW)$										
50	8	0.21	0.4	0.57	0.75	0.9	1.03	1.25	1.52	1.97
	10	0.18	0.34	0.48	0.63	0.75	0.86	1.02	1.28	1.65
	12	0.15	0.29	0.41	0.54	0.64	0.74	0.87	1.1	1.42
	16	0.12	0.22	0.32	0.42	0.5	0.57	0.68	0.85	1.1
	20	0.1	0.18	0.26	0.34	0.41	0.47	0.55	0.69	0.9
	24	0.08	0.15	0.21	0.28	0.34	0.39	0.46	0.58	0.75
	32	0.06	0.11	0.16	0.21	0.26	0.3	0.35	0.44	0.57
	40	0.05	0.09	0.13	0.17	0.21	0.24	0.28	0.35	0.46
	48	0.04	0.08	0.11	0.14	0.17	0.2	0.23	0.29	0.38
	64	0.03	0.06	0.08	0.11	0.13	0.15	0.18	0.22	0.29
63	8	0.45	0.83	1.21	1.52	1.8	2.11	2.46	2.97	3.78
	10	0.37	0.69	0.97	1.27	1.5	1.72	2.06	2.5	3.18
	12	0.32	0.59	0.83	1.09	1.29	1.48	1.77	2.14	2.74
	16	0.25	0.46	0.64	0.84	1	1.15	1.38	1.67	2.13
	20	0.2	0.37	0.52	0.68	0.81	0.93	1.12	1.36	1.73
	24	0.17	0.31	0.44	0.57	0.68	0.78	0.94	1.14	1.45
	32	0.13	0.23	0.33	0.43	0.51	0.59	0.71	0.86	1.1
	40	0.1	0.19	0.27	0.35	0.41	0.47	0.57	0.69	0.88
	48	0.08	0.16	0.22	0.29	0.35	0.4	0.48	0.58	0.74
	64	0.06	0.12	0.17	0.22	0.26	0.3	0.36	0.43	0.55
80	8	0.96	1.75	2.53	3.16	3.81	4.33	5.02	6	1.52
	10	0.8	1.46	2.12	2.65	3.2	3.64	4.22	5.06	6.36
	12	0.68	1.25	1.82	2.27	2.68	3.13	3.63	4.35	5.48
	16	0.53	0.97	1.41	1.76	2.08	2.43	2.82	3.39	4.27
	20	0.43	0.79	1.14	1.43	1.69	1.98	2.3	2.76	3.48
	24	0.36	0.66	0.96	1.2	1.42	1.66	1.93	2.31	2.92
	32	0.27	0.5	0.72	0.91	1.07	1.25	1.45	1.75	2.2
	40	0.22	0.4	0.58	0.73	0.86	1	1.17	1.4	1.77
	48	0.18	0.33	0.49	0.61	0.72	0.84	0.98	1.17	1.48
	64	0.14	0.25	0.37	0.46	0.54	0.63	0.73	0.88	1.11
100	8	1.94	3.64	5.01	6.34	7.41	8.36	9.61	11.3	14
	10	1.62	3.04	4.19	5.32	6.22	7.03	8.09	9.58	11.8
	12	1.38	2.51	3.6	4.45	5.35	6.04	6.96	8.25	10.2
	16	1.07	1.94	2.79	3.46	4.16	4.7	5.42	6.42	7.96
	20	0.87	1.58	2.27	2.81	3.38	3.82	4.41	5.23	6.49
	24	0.73	1.32	1.9	2.36	2.83	3.2	3.7	4.39	5.45
	32	0.55	1	1.43	1.78	2.14	2.42	2.79	3.31	4.11
	40	0.44	0.8	1.15	1.43	1.72	1.94	2.24	2.66	3.31
	48	0.37	0.67	0.96	1.19	1.44	1.62	1.87	2.23	2.76
	64	0.28	0.5	0.72	0.9	1.08	1.22	1.41	1.67	2.08
125	8	3.93	7.25	9.84	12.3	14.3	16	18.3	21.3	25.9
	10	3.27	6.06	8.25	10.4	12	13.5	15.4	18	21.9
	12	2.8	5.2	7.08	8.91	10.3	11.6	13.3	15.5	18.9
	16	2.17	4.03	5.5	6.93	8.05	9.03	10.3	12.1	14.8
	20	1.76	3.28	4.47	5.63	6.55	7.35	8.41	9.86	12
	24	1.48	2.75	3.75	4.72	5.49	6.17	7.05	8.27	10.1
	32	1.11	2.07	2.83	3.57	4.14	4.66	5.33	6.25	7.64
	40	0.9	1.66	2.27	2.86	3.33	3.74	4.28	5.02	6.14
	48	0.75	1.39	1.9	2.39	2.78	3.13	3.58	4.2	5.13
	64	0.56	1.05	1.43	1.8	2.09	2.35	2.69	3.16	3.86

(续)

中心距 $a/(mm)$	齿数比 u	蜗 杆 转 速 $n_1/(r/min)$								
		100	200	300	400	500	600	750	1000	1500
		蜗杆许用功率 $[P_{p1}]/(kW)$								
160	8	7.3	13.2	18.1	21.9	25.1	27.9	31.5	36.3	43.4
	10	6.09	11.1	15.2	18.4	21.2	23.6	26.6	30.8	36.9
	12	5.22	9.48	13.1	15.8	18.2	20.3	23	26.6	31.9
	16	4.05	7.37	10.2	12.3	14.2	15.8	17.9	20.7	24.9
	20	3.29	5.99	8.26	10	11.5	12.9	14.6	16.9	20.3
	24	2.75	5.02	6.92	8.41	9.68	10.8	12.2	14.2	17
	32	2.08	3.79	5.23	6.35	7.31	8.15	9.24	10.7	12.9
	40	1.67	3.04	4.2	5.1	5.88	6.55	7.42	8.61	10.4
	48	1.39	2.54	3.51	4.26	4.91	5.48	6.2	7.19	8.65
64	1.05	1.91	2.64	3.21	3.7	4.12	4.67	5.41	6.51	
200	8	14.2	25.4	34.6	41.5	47.4	52.4	58.8	67.4	79.9
	10	11.9	21.3	29	35	39.9	44.3	49.8	57.1	67.9
	12	10.2	18.3	25	30.1	34.5	38.2	43	49.5	58.9
	16	7.92	14.3	19.5	23.5	26.9	29.9	33.7	38.8	46.2
	20	6.43	11.6	15.8	19.1	21.9	24.3	27.4	31.6	37.6
	24	5.39	9.71	13.3	16.1	18.4	20.4	23	26.5	31.6
	32	4.07	7.33	10	12.1	13.9	15.4	17.4	20.1	23.9
	40	3.26	5.89	8.07	9.75	11.2	12.4	14	16.1	19.2
	48	2.73	4.92	6.74	8.15	9.34	10.4	11.7	13.5	16.1
64	2.05	3.7	5.07	6.13	7.03	7.8	8.8	10.1	12.1	
80	1.64	2.97	4.07	4.91	5.63	6.26	7.06	8.13	9.7	
250	8	28	48.2	63	74.8	84.5	92.9	103	117	137
	10	23.4	40.5	53	63	71.4	78.5	87.5	99.5	116
	12	20.1	34.8	45.7	54.4	61.7	67.9	75.8	86.2	101
	16	15.6	27.1	35.6	42.5	48.2	53.1	59.3	67.6	79.4
	20	12.7	22	29	34.6	39.3	43.3	48.3	55	64.7
	24	10.6	18.5	24.3	29	33	36.3	40.6	46.3	54.4
	32	8.02	14	18.4	22	24.9	27.5	30.7	35	41.2
	40	6.44	11.2	14.8	17.6	20	22.1	24.7	28.1	33.1
	48	5.38	9.37	12.3	14.7	16.7	18.5	20.6	23.5	27.7
64	4.05	7.05	9.28	11.1	12.6	13.9	15.5	17.7	20.8	
80	3.24	5.65	7.44	8.89	10.1	11.1	12.4	14.2	16.7	
315	8	53.1	89.1	115	134	151	164	181	204	235
	10	44.4	74.9	96.6	114	128	139	154	173	200
	12	38.1	64.6	83.4	98.2	110	121	133	150	174
	16	29.7	50.4	65.1	76.8	86.4	94.4	105	118	137
	20	24.1	40.9	53	62.5	70.3	76.9	85.2	96	111
	24	20.2	34.3	44.5	52.5	59.1	64.6	71.6	80.7	93.7
	32	15.3	26	33.6	39.7	44.7	48.9	54.2	61.1	71
	40	12.3	20.8	27	31.9	35.9	39.3	43.5	49.1	57
	48	10.2	17.4	22.6	26.7	30	32.8	36.4	41.1	47.7
64	7.7	13.1	17	20.1	22.6	24.7	27.4	30.9	35.9	
80	6.17	10.5	13.6	16.1	18.1	19.8	22	24.8	28.8	
400	8	100	164	208	241	268	290	318	353	403
	10	84.1	138	176	204	227	247	270	301	344
	12	72.4	120	152	177	197	214	235	262	300

(续)

中心距 $a/(mm)$	齿数比 u	蜗 杆 转 速 $n_1/(r/min)$								
		100	200	300	400	500	600	750	1000	1500
		蜗杆许用功率 $[P_{p1}]/(kW)$								
400	16	56.3	93.3	119	139	154	168	184	206	236
	20	25.8	75.9	96.7	113	126	137	150	168	192
	24	38.4	63.7	81.2	94.8	106	115	126	141	162
	32	29	48.2	61.4	71.7	80.1	87	95.7	107	123
	40	23.3	38.7	49.4	57.6	64.3	69.9	76.9	85.9	98.6
	48	19.5	32.3	41.3	48.2	53.8	58.5	64.3	71.9	82.3
	64	14.6	24.3	31.1	36.3	40.5	44	48.4	54.1	62.1
	80	11.7	19.5	24.9	29.1	32.5	35.3	38.8	43.4	49.8
500	8	183	286	357	410	453	488	530	586	662
	10	154	242	303	349	386	416	453	501	568
	12	133	209	263	303	335	362	395	437	496
	16	104	164	206	238	263	285	311	344	391
	20	82.2	133	168	194	215	232	254	281	320
	24	69	112	141	163	181	195	213	237	269
	32	52.1	84.8	107	123	137	148	162	179	204
	40	41.9	68.1	85.8	99.2	110	119	130	144	164
	48	35	56.9	71.7	83	92	99.5	109	121	137
	64	26.3	42.8	54	62.4	69.3	74.9	81.9	90.9	103
80	21.1	34.3	43.2	50.1	55.5	60.1	65.6	72.9	82.9	
630	8	329	499	612	696	762	816	882	966	1056
	10	277	423	521	593	651	698	755	829	907
	12	239	367	452	516	567	608	659	724	794
	16	187	287	355	406	446	479	519	571	627
	20	152	234	290	331	364	391	424	466	512
	24	127	197	243	279	306	329	357	393	432
	32	96.3	149	184	211	232	249	271	298	327
	40	77.4	120	148	170	187	200	218	240	263
	48	64.7	99.9	124	142	156	168	182	200	220
	64	48.7	75.2	93.3	107	117	126	137	151	166
80	39	60.3	74.8	85.6	94.2	101	110	121	133	
800	10	527	793	967	1095	1196	1278	1378	1505	1640
	12	455	686	839	951	1039	1111	1199	1311	1430
	16	356	539	660	749	820	877	948	1037	1133
	20	290	440	540	614	672	719	777	852	930
	24	243	370	454	516	565	605	654	717	783
	32	184	280	344	391	428	459	496	544	594
	40	148	225	277	315	345	369	399	438	479
	48	124	188	231	263	288	309	334	366	401
	64	93.1	142	174	198	217	233	252	276	302
	80	74.6	114	140	159	174	187	202	221	242
1000	10	923	1359	1639	1843	2001	2130	2287	2486	2694
	12	798	1180	1427	1606	1746	1860	1998	2175	2359
	16	626	930	1128	1271	1384	1475	1587	1729	1877
	20	512	762	925	1044	1137	1213	1306	1424	1547
	24	430	641	779	879	958	1022	1100	1200	1304
	32	325	486	591	667	727	776	836	912	991

(续)

中心距 $a/(mm)$	齿数比 u	蜗 杆 转 速 $n_1/(r/min)$								
		100	200	300	400	500	600	750	1000	1500
		蜗杆许用功率 $[P_{p1}]/(kW)$								
1000	40	262	391	476	538	586	625	674	735	799
	48	219	327	398	450	490	523	564	615	669
	64	165	246	300	339	369	394	424	463	504
	80	132	197	240	272	296	316	341	372	404
1250	10	1453	2081	2472	2752	2958	3143	3356	3536	3901
	12	1260	1811	2156	2404	2595	2750	2939	3099	3422
	16	991	1431	1709	1908	2062	2187	2339	2469	2730
	20	811	1175	1404	1570	1698	1802	1928	2037	2253
	24	681	989	1183	1323	1431	1519	1626	1718	1901
	32	516	750	898	1004	1087	1154	1236	1306	1446
	40	415	604	723	809	876	930	996	1053	1166
	48	347	505	605	677	733	779	834	882	976
	64	261	380	456	510	552	587	628	664	736
1600	10	3080	4280	5008	5523	5919	6239	6461	6941	7609
	12	2673	3730	4374	4830	5180	5464	5662	6088	6679
	16	2106	2953	3471	3838	4121	4350	4511	4855	5331
	20	1726	2426	2856	3161	3395	3585	3720	4006	4401
	24	1451	2043	2406	2664	2862	3023	3138	3379	3714
	32	1100	1550	1827	2024	2175	2298	2385	2570	2825
	40	885	1249	1472	1631	1754	1853	1924	2072	2279
	48	740	1045	1232	1365	1468	1551	1610	1735	1908
	64	557	787	928	1028	1106	1168	1213	1307	1438
	80	447	631	744	825	887	937	973	1049	1154

T_2 可按下列公式求得

$$T_2 = 9549 \frac{P_1 u \eta}{n_1} \quad (6.4-38)$$

如果蜗杆副不总是以额定的 T_2 工作, 而是变转矩工作, 则计算磨损寿命时, 应以当量转矩代替额定转矩。蜗杆转速 n_1 可按同样原则处理。

若蜗杆减速器在跑合期磨损急剧, 或跑合期磨损现象持续时间很长, 而不出现稳定磨损期, 这时, 常常随之有过分发热、效率低等现象出现, 说明减速器的设计和制造欠佳, 应检查安装质量并重新审查设计和加工中的问题。如计算后发现磨损寿命偏低, 可采取如下措施加以改善:

1) 合理选择参数和修形曲线, 创造有利的动压油膜形成条件。

2) 合理选取蜗轮材质及浇铸工艺。

3) 提高制造精度和蜗杆齿面硬度, 降低齿面粗糙度。

4) 选择蜗杆副专用的优质润滑油。

此外, 对于环面蜗杆减速器来说, 蜗杆轴承寿命的

计算也是很重要的, 为了提高其寿命和加强蜗杆轴的轴向刚性, 往往采用大锥角圆锥滚子轴承或端面止推轴承和径向短圆柱滚子轴承组合使用, 以确保其刚性和寿命要求。

6 直廓环面蜗杆传动公差 (摘自 GB/T16848—1997)

6.1 标准应用范围

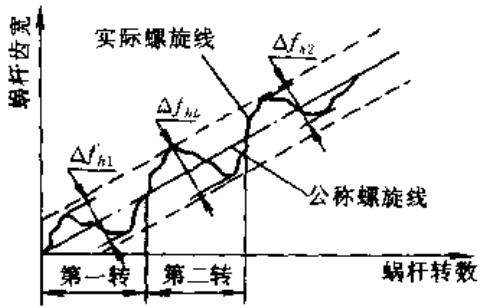
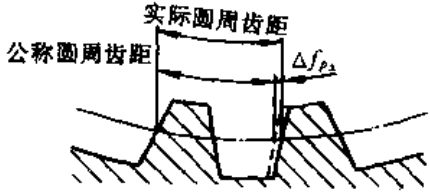
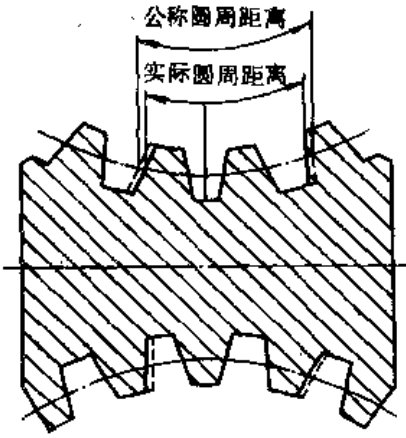
标准规定了直廓环面蜗杆、蜗轮及其蜗杆副的误差定义、代号、精度等级、齿坯要求、检验与公差、侧隙和图样标注。

标准适用于轴交角为 90° , 中心距为 $80 \sim 1250mm$ 的动力直廓环面蜗杆传动。

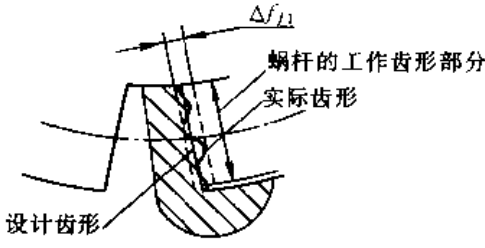
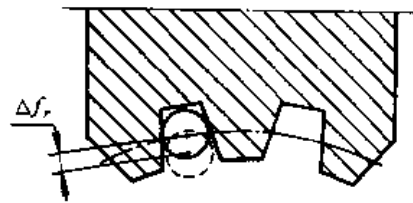
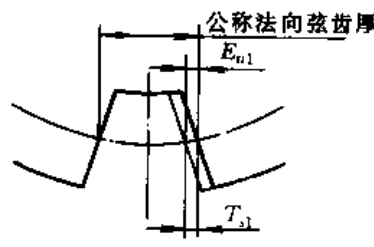
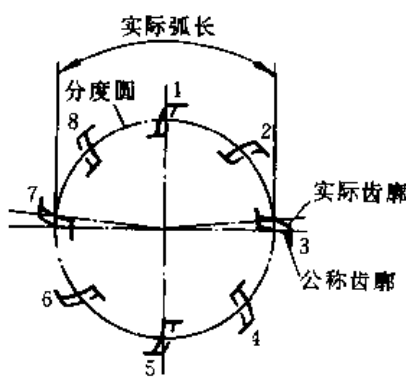
6.2 误差定义及代号

直廓环面蜗杆、蜗轮和蜗杆副的误差, 以及侧隙的定义和代号见表 6.4-16。

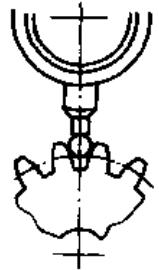
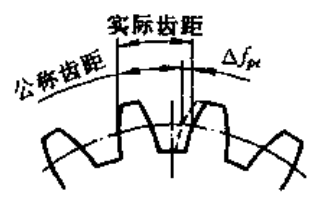
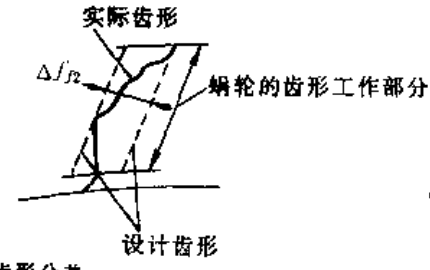
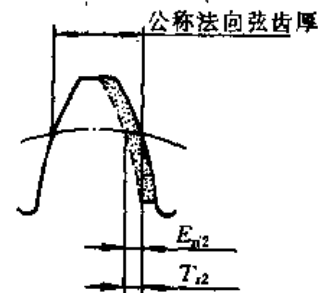
表 6.4-16 直廓环面蜗杆传动误差定义和代号

序号	名 称	代 号	定 义
1	蜗杆螺旋线误差  蜗杆螺旋线公差	Δf_{hL} f_{hL}	在蜗杆的工作齿宽范围内,分度圆环面上,包容实际螺旋线的与公称螺旋线保持恒定间距的最近两条螺旋线间的法向距离 多头蜗杆的螺旋线误差分别由每条螺旋线测得
2	蜗杆一转螺旋线误差 蜗杆一转螺旋线公差	Δf_h f_h	一转范围内的蜗杆螺旋线误差
3	蜗杆分度误差 蜗杆分度公差	Δf_{zL} f_{zL}	在多头蜗杆的喉平面上,每个螺旋面与分度圆交点的等分性误差
4	蜗杆圆周齿距偏差  蜗杆圆周齿距极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_{pz} $+f_{pz}$ $-f_{pz}$	在轴向剖面内,蜗杆分度圆环面上,两相邻同侧齿面间的实际弧长和公称弧长之差
5	蜗杆圆周齿距累积误差  蜗杆圆周齿距累积公差	Δf_{pzL} f_{pzL}	在轴向剖面内,蜗杆分度圆环面上,任意两个同侧齿面间(不包括修整部分),实际弧长与公称弧长之差的绝对值

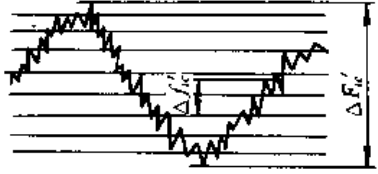
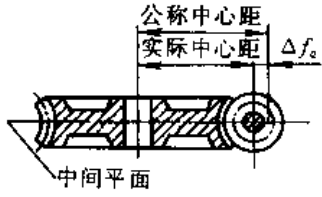
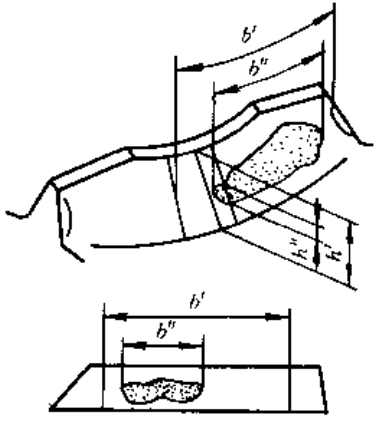
(续)

序号	名称	代号	定义
6	<p>蜗杆齿形误差</p>  <p>蜗杆齿形公差</p>	<p>Δf_n</p> <p>f_n</p>	<p>在蜗杆的轴向剖面上,工作齿宽范围内,齿形工作部分,包容实际齿形线的最近两条设计齿形线间的法向距离</p>
7	<p>蜗杆齿槽的径向跳动</p>  <p>蜗杆齿槽径向跳动公差</p>	<p>Δf_r</p> <p>f_r</p>	<p>在蜗杆的轴向剖面上,一转范围内,测头在齿槽内与齿高中部齿面双面接触,其测头相对于配对蜗轮中心沿径向距离的最大变动量</p>
8	<p>蜗杆法向弦齿厚偏差</p>  <p>蜗杆法向弦齿厚极限偏差</p> <p>上偏差</p> <p>下偏差</p> <p>蜗杆法向弦齿厚公差</p>	<p>ΔE_n</p> <p>E_{n1}</p> <p>E_{n1}</p> <p>T_{n1}</p>	<p>在蜗杆喉部的法向弦齿高处,法向弦齿厚的实际值与公称值之差</p>
9	<p>蜗轮齿距累积误差</p>  <p>蜗轮齿距累积公差</p>	<p>ΔF_p</p> <p>F_p</p>	<p>在蜗轮分度圆上,任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值</p>

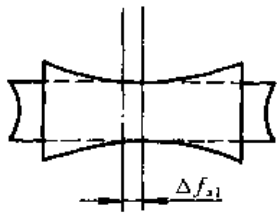
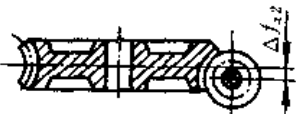
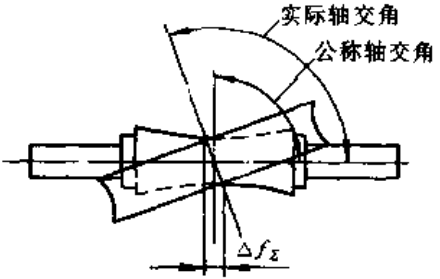

(续)

序号	名称	代号	定义
10	蜗轮齿圈的径向跳动  蜗轮齿圈径向跳动公差	ΔF_r F_r	在蜗轮的一转范围内,测头在靠近中间平面的齿槽内,与齿高中部的齿面双面接触,相对蜗轮轴线径向距离的最大变动量
11	蜗轮齿距偏差  蜗轮齿距极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_{pt} $+f_{pt}$ $-f_{pt}$	在蜗轮分度圆上,实际齿距与公称齿距之差 用相对法测量时,公称齿距是指所有实际齿距的平均值
12	蜗轮齿形误差  蜗轮齿形公差	Δf_{f2} f_{f2}	在蜗轮中间平面上,齿形工作部分内,包容实际齿形线的最近两条设计齿形线间的法向距离
13	蜗轮法向弦齿厚偏差  蜗轮法向弦齿厚极限偏差 上偏差 下偏差 蜗轮法向弦齿厚公差	ΔE_{a2} E_{a2} E_{a2} T_{12}	在蜗轮喉部的法向弦齿高处,法向弦齿厚的实际值与公称值之差

(续)

序号	名称	代号	定义
14	蜗杆副的切向综合误差  蜗杆副的切向综合公差	$\Delta F'_{tc}$ F'_{tc}	安装好的蜗杆副啮合转动时,在蜗轮相对于蜗杆位置变化的一个整周期内,蜗轮的实际转角与公称转角之差的总幅度值。以蜗轮分度圆弧长计
15	蜗杆副的一齿切向综合误差 蜗杆副的切向综合公差	$\Delta f'_{tc}$ f_{tc}	安装好的蜗杆副啮合转动时,在蜗轮一转范围内多次重复出现的周期性转角误差的最大幅度值 以蜗轮分度圆弧长计
16	蜗杆副的中心距偏差  蜗杆副的中心距极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_a $+f_a$ $-f_a$	在安装好的蜗杆副的中间平面内,实际中心距与公称中心距之差
17	蜗杆副的接触斑点 		安装好的蜗杆副,在轻微制动下,转动后,蜗杆、蜗轮齿面上出现的接触痕迹 以接触面积大小、形状和分布位置表示,接触面积大小按接触痕迹的百分比计算确定: 沿齿长方向——接触痕迹的长度 b'' 与理论长度 b' 之比,即 $(b''/b') \times 100\%$ 沿齿高方向——接触痕迹的平均高度 h'' 与理论高度 h' 之比,即 $(h''/h') \times 100\%$ 蜗杆接触斑点的分布位置齿高方向应趋于中间,齿长方向趋于入口处,齿顶和两端部被边处不允许接触

(续)

序号	名称	代号	定义
18	蜗杆副的蜗杆喉平面偏移  蜗杆副的蜗杆喉平面极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_{z1} $+f_{z1}$ $-f_{z1}$	在安装好的蜗杆副中,蜗杆喉平面的实际位置和公称位置之差
19	蜗杆副的蜗轮中间平面偏移  蜗杆副的蜗轮中间平面极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_{z2} $+f_{z2}$ $-f_{z2}$	在安装好的蜗杆副中,蜗轮中间平面的实际位置和公称位置之差
20	蜗杆副的轴交角偏差  蜗杆副轴交角极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_{Σ} $+f_{\Sigma}$ $-f_{\Sigma}$	在安装好的蜗杆副中,实际轴交角与公称轴交角之差 偏差值按蜗轮齿宽确定,以其线性值计
21	蜗杆副的分度圆侧隙  最小圆周侧隙	j j_{min}	在安装好的蜗杆副中,蜗杆固定不动时,蜗轮从工作齿面接触到非工作齿面接触所转过的分度圆弧长

6.3 精度等级

标准对直廓环面蜗杆、蜗轮和蜗杆传动规定了6、7、8三个精度等级,6级最高,8级最低。

蜗杆、蜗轮和传动的各项公差分别按表 6.4-17 和表 6.4-18 选取,精度的检验组合指标选择可参考 GB/T16848—1997。

表 6.4-17 蜗杆和蜗轮的公差及极限偏差

(μm)

序号	名称	代号	中心距/mm											
			80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
			精度等级											
6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8			
1	蜗杆螺旋线公差	f_{HL}	34	51	68	51	68	85	68	102	119	127	153	187
2	蜗杆一转螺旋线公差	f_h	15	22	30	21	30	37	30	45	53	45	60	68
3	蜗杆分度误差	$z_2/z_1 \neq \text{整数}$	20	30	40	28	40	50	40	60	70	60	80	90
		$z_2/z_1 = \text{整数}$	25	37	50	35	50	62	50	75	87	75	100	112
4	蜗杆圆周齿距极限偏差	$\pm f_{pz}$	± 10	± 15	± 20	± 14	± 20	± 25	± 20	± 30	± 35	± 30	± 40	± 45
5	蜗杆圆周齿距累积公差	f_{pzL}	20	30	40	30	40	50	40	60	70	75	90	110
6	蜗杆齿形公差	f_{f1}	14	22	32	19	28	40'	25	36	53	36	53	75
7	蜗杆径向跳动公差	f_r	10	15	25	15	20	30	20	25	35	25	35	50
8	蜗杆法向弦齿厚上偏差	E_{s1}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
9	蜗杆法向弦齿厚下偏差	双向回转	35	50	75	60	100	150	90	140	200	140	200	250
		单向回转	70	100	150	120	200	300	180	200	400	280	350	450
10	蜗轮齿距累积公差	F_p	67	90	125	90	135	202	135	180	247	180	270	360
11	蜗轮齿圈径向跳动公差	F_r	40	56	71	50	71	90	63	90	112	80	112	140
12	蜗轮齿距极限偏差	$\pm f_{pt}$	± 15	± 20	± 25	± 20	± 30	± 45	± 30	± 40	± 55	± 40	± 60	± 80
13	蜗轮齿形公差	f_{f2}	14	22	32	19	28	40	25	36	53	36	53	75
14	蜗轮法向弦齿厚上偏差	E_{s2}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
15	蜗轮法向弦齿厚下偏差	E_{s2}	75	100	150	100	150	200	150	200	200	220	300	400

表 6.4-18 蜗杆副公差及极限偏差

(μm)

序号	名称	代号	中心距/mm											
			80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
			精度等级											
6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8			
1	蜗杆副的切向综合公差	F'_{ic}	63	90	125	80	112	160	100	140	200	140	200	280
2	蜗杆副的一齿切向综合公差	f'_{ic}	18	27	35	27	35	45	35	55	63	67	80	100
3	蜗杆副的中心距极限偏差	f_a	+20	+25	+60	+30	+50	+100	+45	+75	+120	+65	+100	+150
		f_a	-10	-15	-30	-20	-30	-50	-25	-45	-75	-35	-60	-100
4	蜗杆副的蜗杆平面极限偏差	f_{x1}	± 15	± 20	± 25	± 25	± 40	± 50	± 40	± 60	± 80	± 65	± 90	± 120
5	蜗杆副的蜗轮中间平面极限偏差	f_{x2}	± 30	± 50	± 75	± 60	± 100	± 150	± 100	± 150	± 220	± 150	± 200	± 300
6	蜗杆副的轴交角极限偏差	f_{Σ}	± 15	± 20	± 30	± 20	± 30	± 45	± 30	± 45	± 65	± 40	± 60	± 80
7	蜗杆副的圆周侧隙	f_t	250			380			530			750		
8	蜗杆副的最小圆周侧隙	j_{min}	95			130			190			250		
9	蜗轮齿面接触斑点/(%)		在理论接触区上 按高度 不小于 85(6级)80(7级)70(8级) 按宽度 不小于 80(6级)70(7级)60(8级)											
10	蜗杆齿面接触斑点/(%)		在工作长度上不小于 80(6级)70(7级)60(8级) 工作面入口可接触较重,两端修整部分不应接触											

6.4 主基圆半径公差

主基圆半径误差是加工蜗杆(或铲制滚刀)时,刀具的主基圆半径误差,实际上表示了蜗杆(或滚刀)齿

形角和压力角的改变。在加工过程中控制。主基圆半径误差定义见表 6.4-19,主基圆半径公差见表 6.4-20。

6.5 直廓环面蜗杆蜗轮齿坯公差(见表 6.4-21)

表 6.4-19 主基圆半径误差定义

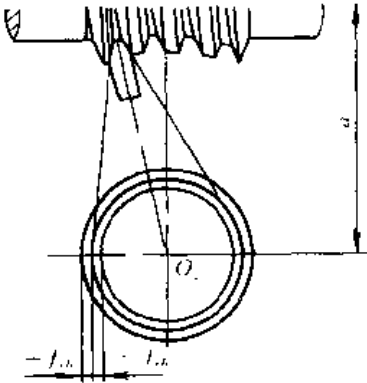
名称	代号	定义
 <p>主基圆半径公差</p>	Δf_{rb}	加工蜗杆时,刀具的主基圆半径的实际值与公称值之差
	$\pm f_{rb}$	

表 6.4-20 主基圆半径公差

(μm)

序号	名称	代号	中心距 /mm											
			80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
			精度等级											
6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8			
1	主基圆半径公差	f_{rb}	20	30	45	25	40	60	35	55	80	50	80	120

表 6.4-21 蜗杆蜗轮齿坯公差

(μm)

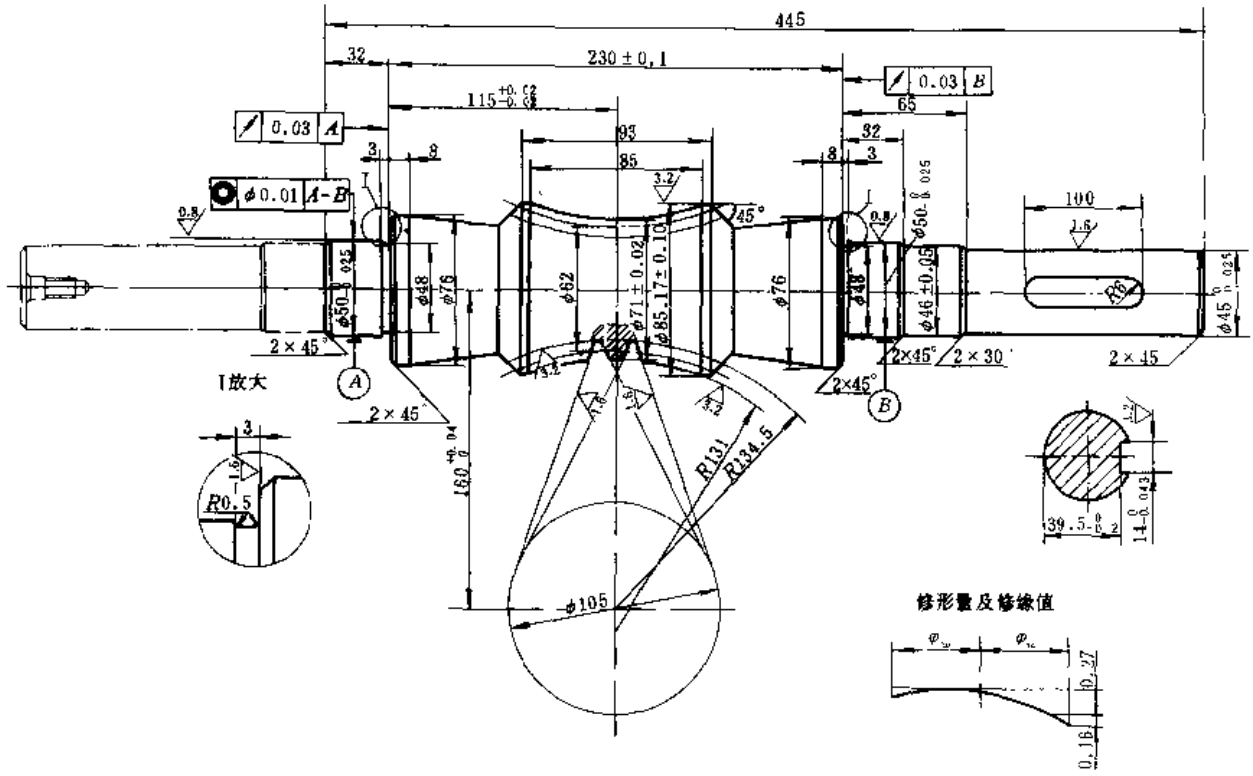
序号	名称	中心距 /mm											
		80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
		精度等级											
6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8		
1	蜗杆喉部直径公差	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9
2	蜗杆基准轴颈径向跳动公差	12	15	30	15	20	35	20	27	48	25	35	55
3	蜗杆两定位端面的跳动公差	12	15	20	17	20	25	22	25	30	27	30	35
4	蜗杆喉部径向跳动公差	15	20	25	20	25	27	27	35	45	35	45	60
5	蜗杆基准端面的跳动公差	15	20	30	20	30	40	30	45	60	40	60	80
6	蜗轮齿坯外径与轴孔的同轴度公差	15	20	30	20	35	50	25	40	60	40	60	80
7	蜗轮喉部直径公差	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9

7 蜗杆副零件工作图

7.2 直廓环面蜗轮工作图(见图 6.4-18)

7.1 直廓环面蜗杆工作图(见图 6.4-17)

其余 \sqrt{A}



技术要求

1. 材料 35CrMo。
2. 调质, 硬度 320~350HBS。
3. 未注切削圆角 $R=2.5\text{mm}$ 。

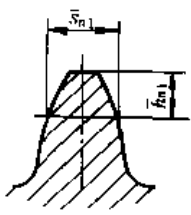
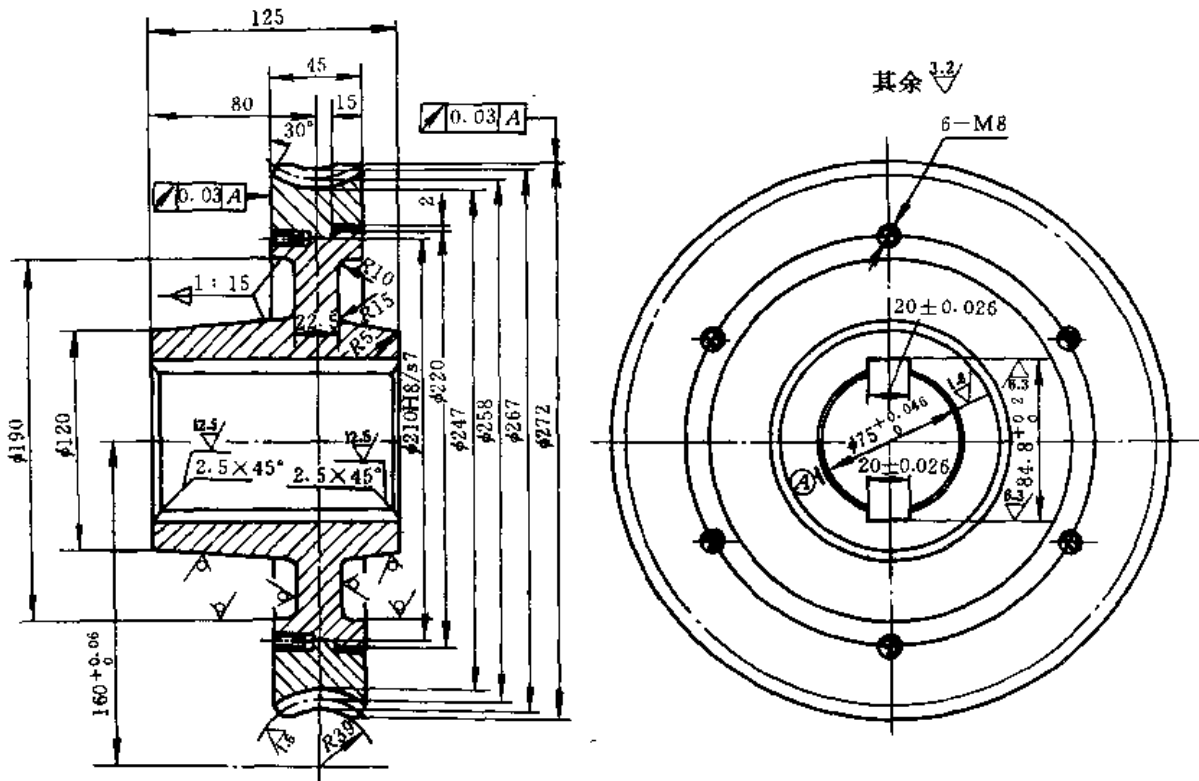
蜗杆头数	z_1	1
蜗轮齿数	z_2	40
端面模数	m_t	6.45
蜗杆分度圆导程角	γ_m	5.939°
分度圆压力角	α	24.015°
蜗杆齿宽包角之半	φ_w	19.236°
蜗杆螺旋方向		右旋
精度等级		8--GB/T16848 1997
蜗杆螺旋线误差的公差	f_{kL}	0.068
蜗杆齿形误差的公差	f_{f1}	0.032
配对蜗轮图号		
	\bar{s}_{n1}	$9.04_{-0.28}^{+0.18}$
	\bar{h}_{n1}	4.4

图 6.4-17 直廓环面蜗杆工作图



技术要求

1. 材料 ZCuSn10Pb1, 离心铸造。
2. 轮缘和轮齿装配后再精车和切齿。
3. 加工蜗轮时, 滚刀中间平面极限偏移为 ± 0.025 。

蜗轮齿数	z_2	40
蜗杆头数	z_1	1
蜗轮端面模数	m_t	6.45
蜗杆分度圆导程角	γ_m	5.939°
分度圆压力角	α	24.015°
蜗轮齿宽包角之半	φ_w	19.236°
蜗杆螺旋方向		右旋
精度等级		8-GB/T16848-1997
蜗轮齿距累积误差的公差	F_{p12}	0.125
蜗轮齿圈径向跳动公差	F_{r2}	0.071
蜗轮中间平面极限偏移	f_{x2}	$\begin{matrix} +0.075 \\ -0.075 \end{matrix}$
配对蜗杆的图号		
	ϵ_{a2}	$11.08_{-0.15}^0$
	\bar{h}_{a2}	4.6



图 6-4-18 直廓环面蜗轮工作图

第5章 包络环面蜗杆传动

包络环面蜗杆传动近年来在我国发展十分迅速,其中尤以平面一次包络环面蜗杆传动和平面二次包络环面蜗杆传动最为突出。60年代初我国开始引进,研制平面一次包络环面蜗杆传动,已能自行制造蜗轮直径为2160mm的精密分度平面蜗轮副,用于天文望远镜,其一齿运动误差小于1"。1971年我国首钢和冶金部门等又创制成功平面二次包络环面蜗杆传动。该传动具有承载能力大,传动效率较高和蜗杆可以磨削等优点,因此,很快地在全国各行业中被推广开来。现已大量应用于冶金设备,并在造船、采矿、机械、建筑等各个行业中使用,受到普遍欢迎。1981年我国制造成功中心距达1200mm供大型轧机压下机构用的平面二次包络环面蜗杆传动装置,经多年运转,经受了考验。1997年我国又成批量地制造出5级精度平面二次包络环面蜗杆传动装置,成功地用于电梯曳引机,这表明我国的蜗杆制造水平已达到了一个新的阶段。

上述两种传动形式中,平面一次包络环面蜗杆传动多用于精密分度装置和单件生产的动力传动装置;而平面二次包络环面蜗杆传动则可用于重载的动力传动和精密传动。

1 包络环面蜗杆的成形原理

以一个具有特定齿面的齿轮为产形轮绕其轴线 i_2 旋转(见图6.5-1),同时令一环面蜗杆坯件绕另一轴线 i_1 旋转(i_1 与 i_2 在空间垂直交错),此时所展成的蜗杆称包络环面蜗杆。特定齿轮齿面可以是平面、渐开面、锥面等等。所展成的环面蜗杆也分别称之为平面包络环面蜗杆,渐开面包络环面蜗杆,锥面包络环面蜗杆等等。

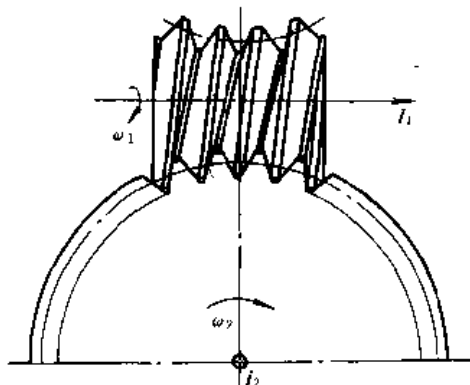


图 6.5-1 包络环面蜗杆成形

这些具有特定齿面的齿轮可以和它们各自的包络环面蜗杆组成传动副,称为一次包络环面蜗杆传动。

由特定齿面的齿轮作为产形齿,进行包络展成包络环面蜗杆的成形过程,称为第一次包络。如果以此包络环面蜗杆为产形轮,再展成一个蜗轮,其过程则称为第二次包络。包络环面蜗杆与由它展成的蜗轮构成的传动称为二次包络环面蜗杆传动。它可以是平面、渐开面或锥面二次包络环面蜗杆传动等等。

第二次包络中展成的蜗轮或第一次包络时的产形齿轮都可以在相同的安装位置与同一个包络环面蜗杆进行正常啮合,但由二次包络形成的蜗轮与制造蜗杆的产形齿轮却具有截然不同的齿面。由于篇幅限制本章将重点以平面二次包络环面蜗杆传动为例揭示其实质,介绍其设计方法。其他形式的包络环面蜗杆传动仅作简单介绍。

1.1 平面一次包络环面蜗杆传动

直齿平面蜗轮见图6.5-2。齿平面 $\Sigma^{(2)}$ 平行于蜗轮轴线 i_2 ,与基圆柱相切。如果用砂轮代替齿面 $\Sigma^{(2)}$,与蜗杆毛坯做相对转动,则在相对运动中可把环面蜗杆 $\Sigma^{(1)}$ 包络出来(见图6.5-3)。

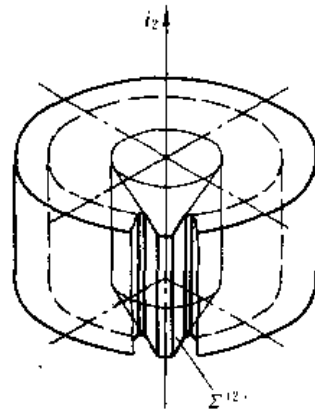


图 6.5-2 直齿平面蜗轮

直齿平面蜗轮与平面包络环面蜗杆呈多齿接触。每对齿都沿一条直线接触。按图6.5-3 ω_2 方向计,各对齿的接触线顺序为 $c_{r1}, c_{r2}, c_{r3}, \dots$,在齿轮齿面上接触线的分布见图6.5-4,都汇交于齿面与基圆柱的切线中点A处。由直齿平面蜗轮组成的一次包络环面蜗杆传动齿面强度高,接触线的分布有利于润滑油膜的形成,容易保证制造精度。适宜作为分度蜗轮副选

用。但由于传动比较小时蜗杆将出现根切和齿顶变尖，一般仅用于传动比 $i \geq 40$ 的场合。

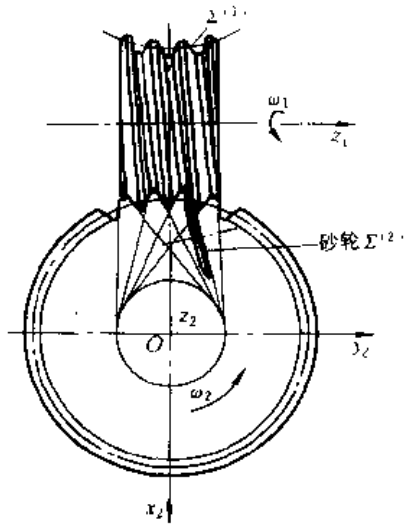


图 6.5-3 直齿平面一次包络环面蜗杆传动

在传动比较小的场合，为避免蜗杆根切和齿顶变尖。可将平面齿轮的齿面斜置，见图 6.5-5，使左侧及右侧齿面分别与上下基圆锥相切。两基圆锥相交，相交迹线为主基圆。

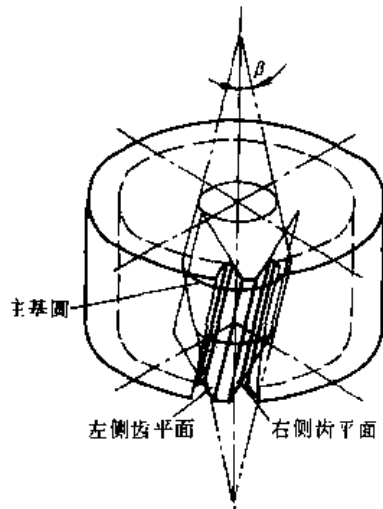


图 6.5-5 斜齿平面蜗轮

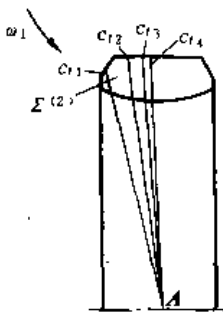


图 6.5-4 直齿平面一次包络环面蜗杆传动的接触线

用砂轮平面 $\Sigma^{(2)}$ 代替斜齿平面，使之与基圆锥相切，相对于蜗轮轴线 k_2 的倾角为 β (图 6.5-6)。当砂轮平面作为产形面，按图 6.5-6 所示，与蜗杆作相对运动时，便可将相应的包络环面蜗杆展成。它与斜齿平面蜗轮可构成斜齿平面一次包络环面蜗杆传动。这种传动接触线如图 6.5-7 所示。对于定传动比来说，平面倾角 β 可以选取不同数值。当 β 值较小时，接触线呈现出图 6.5-7a 的分布情况；当 β 角较大时，则如图 6.5-7b 所示。这些接触线在蜗轮齿面 $\Sigma^{(2)}$ 上都存在一条包络线 $\Gamma_2^{(2)}$ 。称二类界限曲线（简称二界曲线）。二界曲线是斜齿平面蜗轮上啮合区的边界。与这些接触线相对应

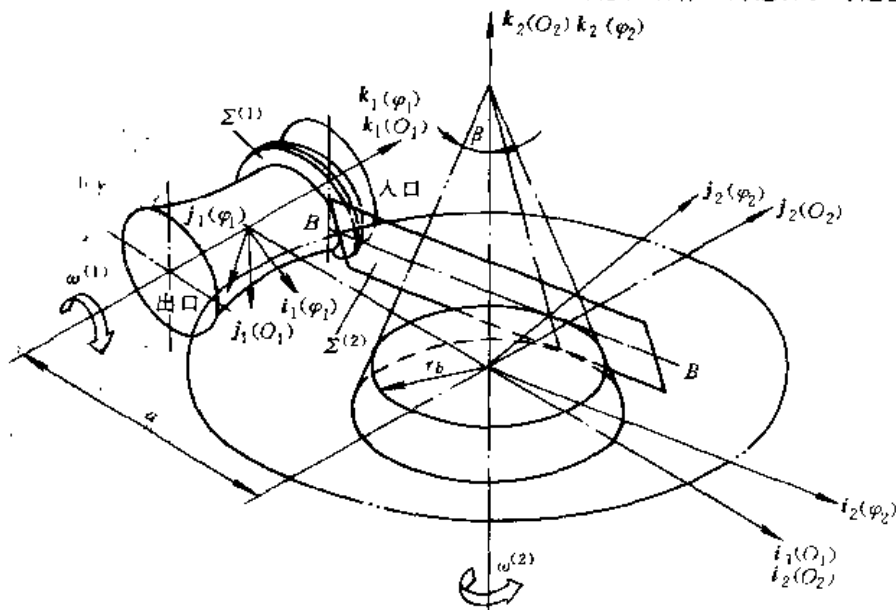


图 6.5-6 斜齿平面包络环面蜗杆的成形

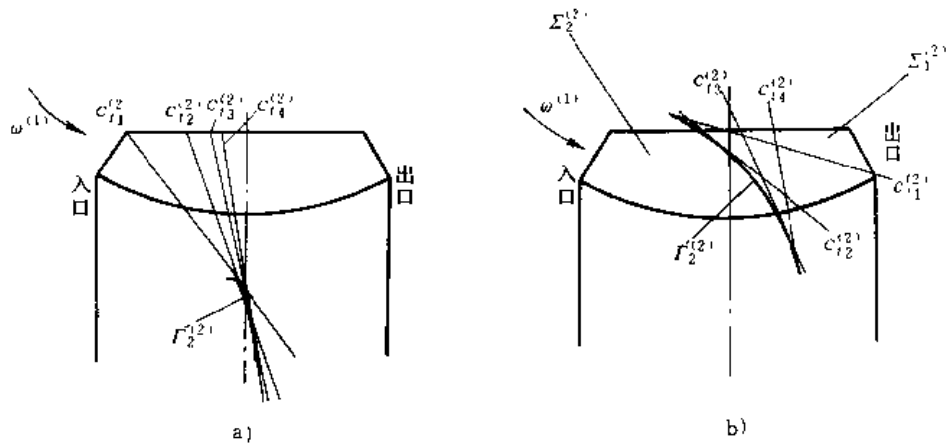


图 6.5-7 斜齿平面一次包络环面蜗杆传动的接触线

a) β 角较小 b) β 角较大

的在蜗杆齿面上的接触线也存在一条包络线 $\Gamma_1^{(1)}$ ，称一类界限曲线（简称一界曲线）。它是蜗杆齿面的根切界限线（图 6.5-8）。一界曲线通常卷曲在蜗杆齿根圆环面以内。当几何参数选择不当时，比如平面倾角 β 选取较小值时，一界曲线将伸进齿面，导致齿面根切。

应当把斜齿平面齿轮的齿面再现出来。然而我们注意到，在第一次包络中原齿面 $\Sigma^{(2)}$ 上，二界曲线 $\Gamma_2^{(2)}$ （图 6.5-7b）的一侧不参加啮合，令之为 $\Sigma_2^{(2)}$ 。二界曲线的另一侧参加啮合的部分用 $\Sigma_1^{(2)}$ 表示。既然 $\Sigma_2^{(2)}$ 不参加啮合，所以也就不能再现。在第二次包络中 $\Sigma_2^{(2)}$ 被另一曲面 $\Sigma_2^{(2)'}$ 所代替（图 6.5-9）称二次接触面。新的蜗轮齿面由原接触面 $\Sigma_1^{(2)}$ 和二次接触面 $\Sigma_2^{(2)'}$ 组成。两接触面同时都与蜗杆齿面 $\Sigma^{(1)}$ 可进行正常啮合，其瞬时接触线见图 6.5-10。

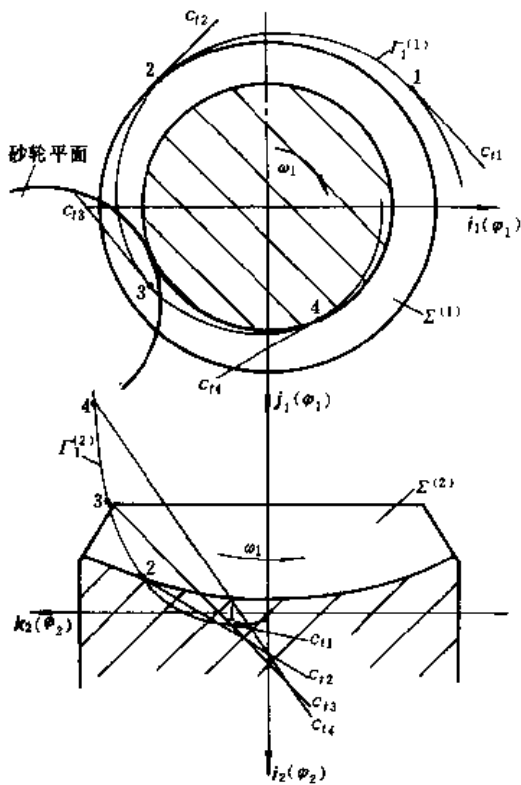


图 6.5-8 蜗杆齿面上的一界曲线

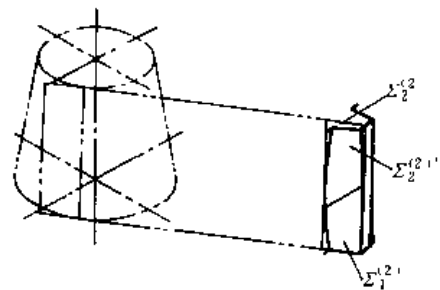


图 6.5-9 平面二次包络环面蜗杆传动的蜗轮齿面

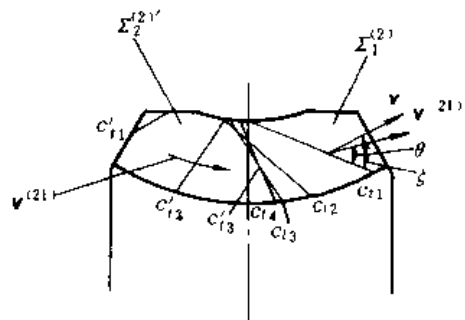


图 6.5-10 平面二次包络环面蜗杆传动的接触线

1.2 平面二次包络环面蜗杆传动

按照图 6.5-6 成形的平面包络环面蜗杆，若使之在同一相对运动条件下，在产形轮位置换成蜗轮毛坯，重新作展成运动，即第二次包络。则无隙在蜗轮毛坯上

对比图 6.5-7b 与图 6.5-10 可知,平面二次包络环面蜗杆传动要比一次包络环面蜗杆传动多一组接触线,且这些接触线分布方向有利于润滑油膜形成,接触线与相对运动速度方向的夹角都接近 90° ,齿面间呈凹凸啮合。图 6.5-11 给出了二次包络环面蜗杆传动蜗杆与蜗轮齿面啮合状态下的截面形状,同一瞬时有两条接触线,构成两个油楔 I 和 II。蜗杆齿面沿 $v^{(2)}$ 方向滑入蜗轮齿面,把润滑油带入两齿面间被双接触线隔开的空腔,形成齿腹油池。这样在后续的啮合中,使油楔 I 和 II 都能得到充分的供油。

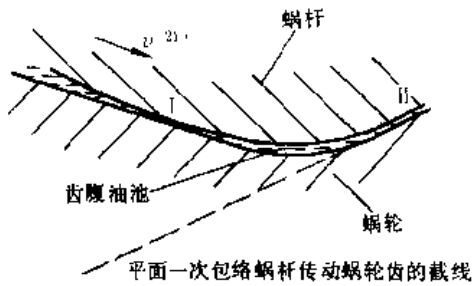


图 6.5-11 啮合齿面截面形状与齿腹油池

平面一次包络环面蜗杆传动蜗轮齿面为平面,如图 6.5-11 中虚线所示,啮合中只有一个油楔。显然油膜的承载能力不如平面二次包络环面蜗杆传动。

齿面间优异的润滑特性,使这种蜗杆传动即使在低速运转条件下,只要润滑油的粘度适当,也能形成良好的油膜。相对滚动速度愈高,齿面间液体动压润滑油膜形成的条件也愈好。

1.3 二次接触原理

一对相互啮合的共轭齿面 $\Sigma^{(1)}$ 和 $\Sigma^{(2)}$, 分别绕两轴线做定速转动,且 $\Sigma^{(1)}$ 和 $\Sigma^{(2)}$ 沿各自旋转轴无轴向移动。在接触点处相对速度 $v^{(12)}$ 与公法线 n 互相垂直,(见图 6.5-12) 则啮合方程可表示为

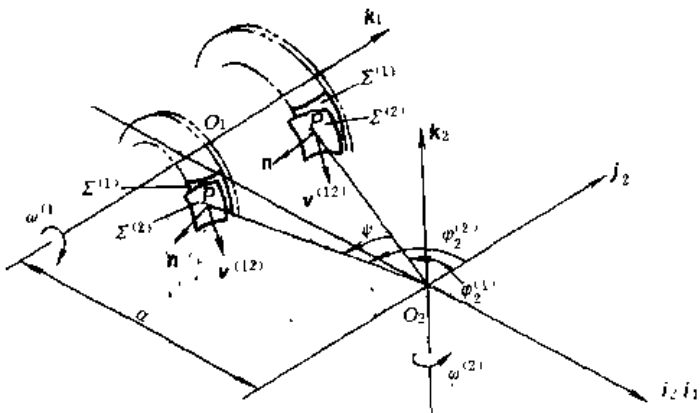


图 6.5-12 二次接触原理

$$\Phi = n \cdot v^{(12)} = 0 \quad (6.5-1)$$

如果令 $\Sigma^{(2)}$ 绕轴线的转角为 φ_2 , 则公式 (6.5-1) 可化成如下形式

$$\Phi = M \sin \varphi_2 + N \cos \varphi_2 + Q = 0 \quad (6.5-2)$$

其中 M, N, Q 三个系数与 φ_2 无关,是产形面 $\Sigma^{(2)}$ 的参数 (u, v) 的函数,即接触点的位置函数。

解三角方程 (6.5-2), 设

$$\tan \delta = \frac{M}{N} \quad (6.5-3)$$

则啮合方程 (6.5-2) 可以解得

$$\tan(\varphi_2 - \delta) = \pm \frac{\sqrt{M^2 + N^2 - Q^2}}{Q} \quad (6.5-4)$$

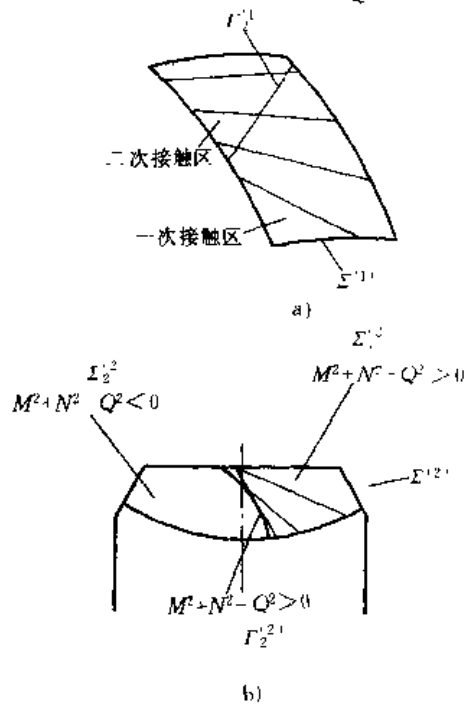


图 6.5-13 二次接触在产形面与被产曲面上的表现
a) 被展曲面 b) 产形面

由式 (6.5-4) 可知,在产形面 $\Sigma^{(2)}$ 上会出现下述三种情况,见图 6.5-13^①。

1) 在 $\Sigma^{(2)}$ 上某个区域 $M^2 + N^2 - Q^2 < 0$, 此时式 (6.5-4) 无解。说明这个区域上的点不能满足啮合条件,是 $\Sigma^{(2)}$ 上的非工作区 $\Sigma_2^{(2)}$ (见图 6.5-13)。

2) 在 $\Sigma^{(2)}$ 上的另一个区域 $M^2 + N^2 - Q^2 > 0$, 式 (6.5-4) 有两解。该区域上的点在 Σ 转中能够在两个不同的位置(转角) φ_{2a} 和 φ_{2b} 满足啮合条件。显然

$$\varphi_{2a} = \arctan \left(\frac{\sqrt{M^2 + N^2 - Q^2}}{Q} \right) + \delta$$

① 二次接触原理泛指两共轭齿面的啮合规律。两齿面其一为产形面,另一为被展齿面。——作者注

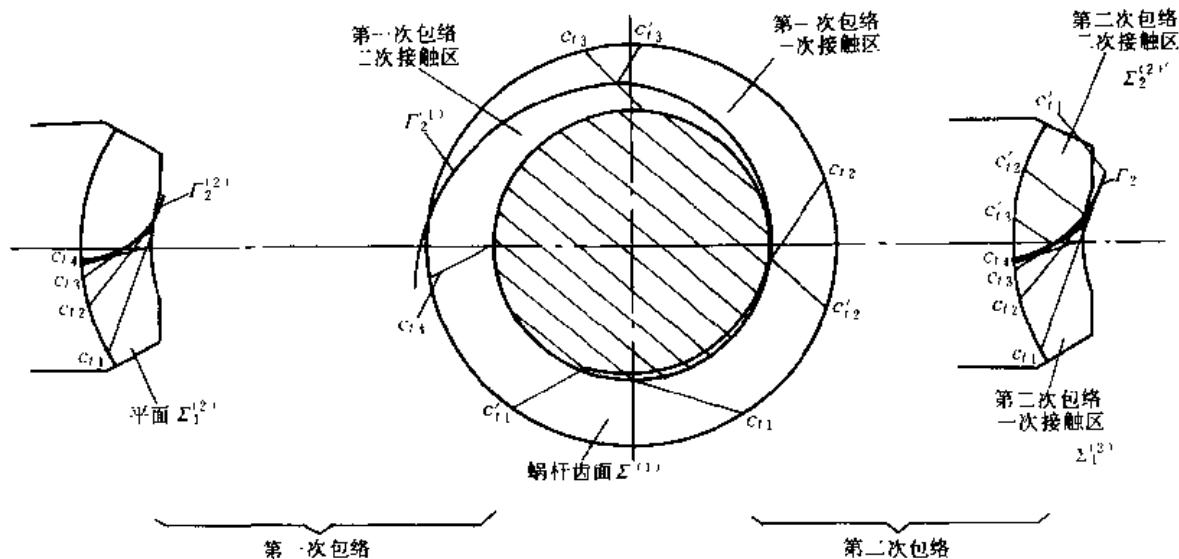


图 6.5-14 平面二次包络环面蜗杆传动齿面成形过程

$$\varphi_{\delta} = \arctan \left(\frac{-\sqrt{M^2 + N^2 - Q^2}}{Q} \right) + \delta$$

在每一个点都有两条不同时刻的接触线交叉通过。构成 $\Sigma^{(2)}$ 上的啮合区 $\Sigma_1^{(2)}$ 。

3) 在 $\Sigma^{(2)}$ 上 $M^2 + N^2 - Q^2 = 0$ 的点, 使式 (6.5-4) 只有一个解。即在一转中只满足一次啮合条件, 只有一条接触线通过, 将这些点为二类界点, 显然这些点构成了接触线的包络线 $\Gamma_2^{(2)}$, 即二界曲线。

在绕定轴旋转的两共轭曲面的展成运动中, 产形面上接触区的二类界点只能满足啮合条件一次, 其余的每一点若能满足一次就必能满足二次, 这就是二次接触原理。

在被展曲面上有两个接触区分居于二界曲线的两侧 (被展表面上的二界曲线就是与产形面二界曲线共轭的曲线 $\Gamma_2^{(1)}$) 称为一次接触区和二次接触区 (见图 6.5-14)。一次接触区与产形面的接触区在第一次接触中相共轭; 二次接触区则与产形面的接触区在第二次接触中相共轭。即一次和二次接触区都是产形面接触区的共轭曲面。

平面二次包络环面蜗杆传动在第二次包络中如果采用与第一次包络相同的中心距, 传动比, 即具有相同的相对运动。那么蜗轮齿面作为被展面也存在着两个与之对应的共轭曲面。其一就是第一次包络的产形面——平面 $\Sigma_1^{(2)}$, 其二则是沿二界曲线相毗邻的二次接触面 $\Sigma_1^{(2)'}$ 。它们形成了平面二次包络环面蜗杆传动的蜗轮齿面 (见图 6.5-14)。

1.4 平面二次包络环面蜗杆的基本型传动与变型传动

在上述讨论中总是假定平面二次包络环面蜗杆传

动的第一次包络与第二次包络具有相同的中心距、传动比和相对位置, 亦即完全相同的相对运动, 称这样获得的平面二次包络环面蜗杆传动为基本型传动。但常常由于加工中存在误差, 难于保证两次包络运动绝对一致。或者为了改善齿面间的啮合状态, 有时也故意使两次包络的相对运动参数取不同数值。这种第一次包络与第二次包络相对运动存在差异的平面二次包络环面蜗杆传动称为变型传动。影响两次包络相对运动的参数很多。主要有中心距、传动比、蜗杆轴相对蜗轮轴向安装位置等。本节仅讨论中心距、传动比、蜗杆轴向安装位置变化三种最常用的变形情况, 见图 6.5-15。蜗杆轴相对产形轮轴安装角变化的情况将在本章第 7 节中讨论。

1.4.1 变加工中心距型

设第一次包络蜗杆与产形轮的中心距为 a , 第二次包络蜗杆与蜗轮的中心距为 a' 。且 $a \neq a'$, 则中心距变动量

$$\Delta a = a - a' = y m_t$$

式中 y ——蜗杆加工中心距变动系数;

m_t ——蜗轮端面模数。

1.4.2 变加工轴向位置型

以第二次包络时蜗轮与蜗杆相对位置为基准, 使第一次包络的产形轮沿蜗杆轴向平移一段距离 b_x 。称 b_x 为蜗杆加工轴向变动量。令

$$b_x = \epsilon_x m_t$$

式中 ϵ_x ——蜗杆加工轴向变动系数。产形轮移向蜗杆齿面啮出端, ϵ_x 为正值; 反之, 为负值。

1.4.3 变加工传动比型

令第一次包络的传动比为 i , 第二次包络的传动

比为 i' ，则蜗杆加工传动比增量

$$\Delta i = i - i'$$

如果蜗杆头数为 z_1 ，蜗轮齿数为 z_2' ，那么第一次

包络产形轮齿数

$$z_2 = z_1 i = z_1 (i' + \Delta i)$$

齿数增量 $\Delta z = \Delta i z_1$

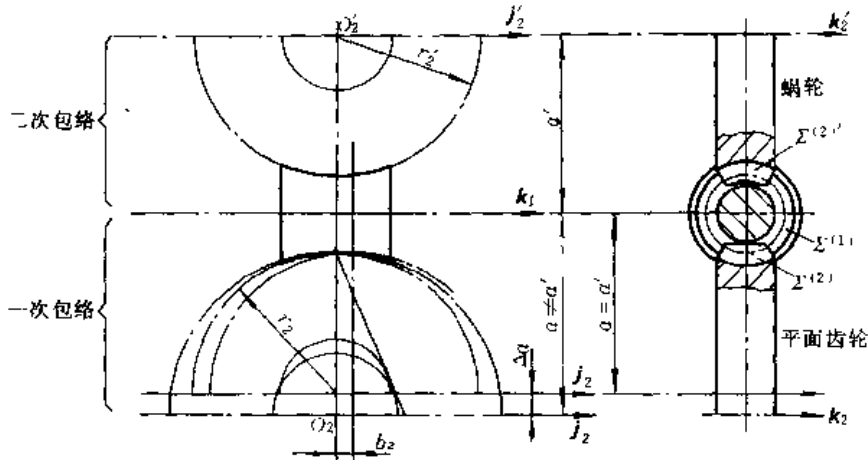


图 6.5-15 平面二次包络环面蜗杆的基本型传动与变型传动

2 平面包络环面蜗杆传动的啮合几何计算

平面一次包络环面蜗杆传动与平面二次包络环面蜗杆传动的第一次包络过程完全相同，也具有相同的啮合计算公式。本节拟按照平面二次包络环面蜗杆传动第一次包络，第二次包络的系统把主要啮合计算公式列出(见表 6.5-1~表 6.5-2)。供读者计算使用。

2.1 第一次包络

(1) 坐标系

$\sigma_1(O_1)$: $\{O_1; i_1(O_1), j_1(O_1), k_1(O_1)\}$ 固定坐标系 1

$\sigma_2(O_2)$: $\{O_2; i_2(O_2), j_2(O_2), k_2(O_2)\}$ 固定坐标系 2

$\sigma_1(\varphi_1)$: $\{O_1; i_1(\varphi_1), j_1(\varphi_1), k_1(\varphi_1)\}$ 与蜗杆齿面 $\Sigma^{(1)}$

固连的动坐标系:

$\sigma_2(\varphi_2)$: $\{O_2; i_2(\varphi_2), j_2(\varphi_2), k_2(\varphi_2)\}$ 与平面蜗轮(蜗

杆的产形轮) $\Sigma^{(2)}$ 固连的两坐标系:

$\omega^{(1)}$ ——蜗杆齿面回转轴矢

$\omega^{(2)}$ ——蜗杆的产形面回转轴矢

$\omega^{(2)}$ ——蜗杆的产形面回转角速度

φ_1 ——动坐标 $\sigma_1(\varphi_1)$ 回转角

φ_2 ——动坐标 $\sigma_2(\varphi_2)$ 回转角

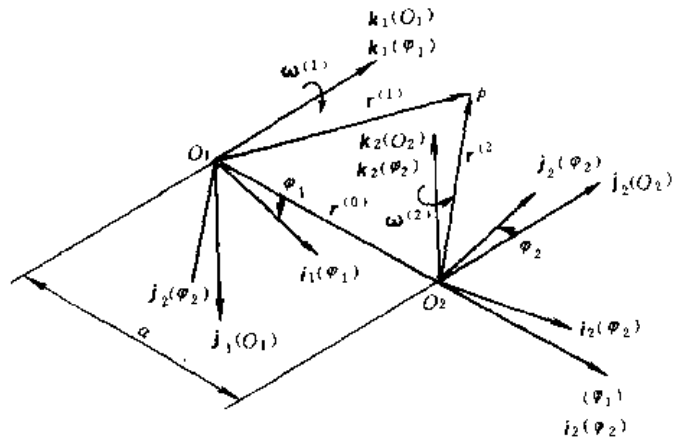


图 6.5-16 第一次包络坐标系

a ——中心距

t ——时间参数

u, v ——蜗杆的产形面参数

β ——蜗杆的产形面倾角

r_b ——主基圆半径

i_{12} ——蜗杆到产形轮的传动比

i_{21} ——产形轮到蜗杆的传动比

$$r_0 = O_1 O_2$$

(2) 啮合计算公式 第一次包络啮合计算公式见

表 6.5-1。

表 6.5-1 第一次包络啮合计算公式

名称	通用方程	平面一次包络环面蜗杆传动及平面二次包络环面蜗杆传动的第一次包络计算公式	公式序号
产形面方程	$r_2 = r_2(u, v) = X_{22}(\varphi_2) + Y_{22}(\varphi_2) + Z_2 k_2(\varphi_2)$	$X_2 = -u, Y_2 = r_b - v \sin \beta, Z_2 = v \cos \beta$	(6.5-5)
法矢	$n_2 = \frac{r_{2u} \times r_{2v}}{ r_{2u} \times r_{2v} }$	$n_2 = \cos \beta \cdot j_2(\varphi_2) + \sin \beta \cdot k_2(\varphi_2)$	(6.5-6)

(续)

名称	通用方程	平面一次包络环面蜗杆传动及平面二次包络环面蜗杆传动的第一次包络计算公式	公式序号
相对速度	$v^{(21)} = (\omega^{(2)} - \omega^{(1)}) \times r^2 - \omega^{(1)} \times r_0$	$v^{(21)} = [-v \cos \beta \cdot \cos \varphi_2 - i_{21}(r_b - v \sin \beta)] \cdot i_2(\varphi_2) + (-i_{21}u + v \cos \beta \cdot \sin \varphi_2) \cdot j_2(\varphi_2) + [-(r_b - v \sin \beta)] \sin \varphi_2 - u \cos \varphi_2 + a] k_2(\varphi_2)$	(6.5-7)
啮合方程	$\Phi = n_2 \cdot v^{(21)} = 0$	$\Phi = v \sin \varphi_2 - u(i_{21} \cos \beta + \sin \beta \cos \varphi_2) + (a - r_b \sin \varphi_2) \sin \beta = 0$	(6.5-8)
		或 $v = \frac{u(i_{21} \cos \beta + \sin \beta \cos \varphi_2) - (a - r_b \sin \varphi_2) \sin \beta}{\sin \varphi_2}$	(6.5-9)
由 $\sigma_2(\varphi_2) \rightarrow \sigma_1(\varphi_1)$ 坐标变换		$x_1 = x_2 \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \quad y_2 \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 - z_2 \sin \varphi_1 + a \cos \varphi_1$ $y_1 = -x_2 \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 + y_2 \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 - z_2 \cos \varphi_1 - a \sin \varphi_1$ $z_1 = x_2 \sin \varphi_2 + y_2 \cos \varphi_2$	(6.5-10)
接触线		式(6.5-5)、式(6.5-9)联立	(6.5-11)
蜗杆齿面方程		式(6.5-11)、式(6.5-10)联立	(6.5-12)
二界函数	$\Phi_i = \frac{d\Phi}{dt}$	$\Phi_i = i_{21}[v \cdot r_b \sin \beta] \cos \varphi_2 + u \sin \beta \sin \varphi_2]$	(6.5-13)
一界曲线方程	$\Phi_i = 0$ 与 (6.5-11) 联立	$u = \frac{a \sin \beta \cos \varphi_2}{i_{21} \cos \beta \cos \varphi_2 + \sin \beta}$ 与 (6.5-5) 联立	(6.5-14)
相对角速度 矢界函数	$\omega^{(21)} = \omega^{(2)} - \omega^{(1)}$ $\Psi = \Phi_1 + (\omega^{(21)})_n v^{(21)} + v^{(21)} k_{nn}^{(2)}$ $k_{nn}^{(2)}$ —— 工具齿面沿 $v^{(21)}$ 方向的法曲率	$\omega^{(21)} = -\sin \varphi_2 \cdot i_2(\varphi_2) - \cos \varphi_2 \cdot j_2(\varphi_2) + i_{21} k_2(\varphi_2)$ $k_{nn}^{(2)} = 0$ $\Psi = u \cos \beta \sin \varphi_2 \cos \varphi_2 + v \cos \beta [\sin \beta \cos^2 \varphi_2 + 2i_{21} \cos \beta \cos \varphi_2 - i_{21}^2 \sin \beta] + \cos \beta [\sin \varphi_2 \times (r_b \sin \varphi_2 - a) + i_{21}^2 r_b]$	(6.5-15)
一界曲线方程	$\Phi = 0, \Psi = 0$ 与式(6.5-5)联立	$u = \frac{CE - BF}{BD - AE}$ 式中 $A = \cos \beta \sin \varphi_2 \cos \varphi_2$ $B = \cos \beta (\sin \beta \cos^2 \varphi_2 + 2i_{21} \cos \beta \cos \varphi_2 - i_{21}^2 \sin \beta)$ $C = \cos \beta [\sin \varphi_2 (r_b \sin \varphi_2 - a) + i_{21}^2 r_b]$ $D = -i_{21} \cos \beta - \sin \beta \cos \varphi_2$ $E = \sin \varphi_2$ $F = (a - r_b \sin \varphi_2) \sin \beta$ 与方程(6.5-5)联立	(6.5-16)
平均滚动速度	$v = \frac{v^{(1)} + v^{(2)}}{2}$	$v = (z_2 \cos \varphi_2 - i_{21} y_2) i_2(\varphi_2) + (i_{21} x_2 - z_2 \sin \varphi_2) j_2(\varphi_2) + (y_2 \sin \varphi_2 - x_2 \cos \varphi_2 - a) k_2(\varphi_2)$	(6.5-17)
接触线法向向量	$A = \omega^{(21)} \times n - v^{(21)} \left(\frac{d_2 n}{ds} \right)_v$ 其中： $\left(\frac{d_2 n}{ds} \right)_v$ —— $\sigma_2(\varphi_2)$ 中，曲面 $\Sigma^{(2)}$ 上的法矢 n 沿 $v^{(2)}$ 方向，对弧长的导矢	$\left(\frac{d_2 n}{ds} \right)_v = 0$ $A = (-\cos \varphi_2 \sin \beta - i_{21} \cos \beta) i_2(\varphi_2) + \sin \beta \sin \varphi_2 j_2(\varphi_2) - \cos \beta \sin \varphi_2 k_2(\varphi_2)$	(6.5-18)
$v^{(21)}$ 与接触线方向夹角 ^①		$\theta = \arcsin \left(\frac{v^{(21)}}{ v^{(21)} } \cdot \frac{A}{ A } \right)$	(6.5-19)
v 与接触线方向夹角 ^②		$\xi = \arcsin \left(\frac{v}{ v } \cdot \frac{A}{ A } \right)$	(6.5-20)
诱导法曲率		$K_0^{(21)} = \frac{ A ^2}{\Psi}$	(6.5-21)

①②见图 6.5-10。

2.2 第二次包络

第二次包络的啮合计算公式均按变型传动形式给出。对基本型传动可令 $y=0; \epsilon_z=0; \Delta i=0$ 。即下述公式中 $a=a'; b_1=0; i_{12}=i'_{12}$ 。第二次包络的参数符号选用得与第一次包络相同,只是在右上角加“'”以示区别。

(1) 坐标系

$$\sigma_1(O_1)'; \{O_1'; i_1(O_1'), j_1(O_1'), k_1(O_1')\}$$

固定坐标系 1

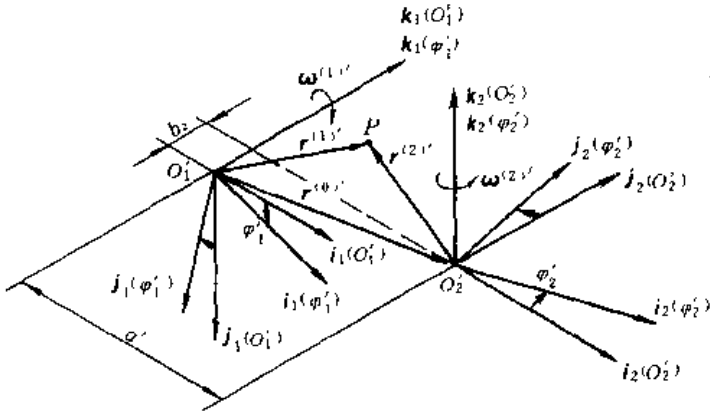


图 6.5-17 第二次包络坐标系

$$\sigma_2(O_2)'; \{O_2'; i_2(O_2'), j_2(O_2'), k_2(O_2')\}$$

固定坐标系 2

$$\sigma_1(\varphi_1)'; \{O_1'; i_1(\varphi_1'), j_1(\varphi_1'), k_1(\varphi_1')\}$$

与蜗杆齿面 $\Sigma^{(1)}$ 固连的动坐标系

$$\sigma_2(\varphi_2)'; \{O_2'; i_2(\varphi_2'), j_2(\varphi_2'), k_2(\varphi_2')\}$$

与蜗轮齿面 $\Sigma^{(2)}$ 固连的动坐标系

$\omega^{(1)'}$ —— 蜗杆齿面回转轴矢

$\omega^{(1)}$ —— 蜗杆回转角速度

$\omega^{(2)'}$ —— 蜗轮齿面回转轴矢

$\omega^{(2)}$ —— 蜗轮回转角速度

φ_1' —— 动坐标 $\sigma_1(\varphi_1)'$ 回转角

φ_2' —— 动坐标 $\sigma_2(\varphi_2)'$ 回转角

t' —— 时间参数

a' —— 中心距

b_1 —— 蜗杆轴向变动量

i'_{12} —— 蜗杆到蜗轮的传动比

i'_{21} —— 蜗轮到蜗杆的传动比

$$r_0' = O_1'O_2'$$

(2) 啮合计算公式 第二次包络啮合计算公式见表 6.5-2。

表 6.5-2 第二次包络啮合计算公式

名称	通用公式	平面二次包络环面蜗杆传动的第二次包络计算公式	公式序号
蜗杆齿面方程 蜗杆齿面法矢	$r_2' = r_2'(u, \varphi_2)$ 式(6.5-6)经 $\sigma_2(\varphi_2) \rightarrow \sigma_1(\varphi_1)$ 变换	公式(6.5-12) $n_1 = -(\cos\beta\cos\varphi_1\sin\varphi_2 + \sin\beta\sin\varphi_1)i_1(\varphi_1) + (\cos\beta\sin\varphi_1\sin\varphi_2 - \sin\beta\cos\varphi_1)j_1(\varphi_1) + \cos\beta\cos\varphi_2k_1(\varphi_1)$	(6.5-22)
相对速度	$v^{(12)'} = (\omega^{(1)'} - \omega^{(2)'}) \times r_1 + \omega^{(2)} \times r_0'$	$v^{(12)'} = (x_1\cos\varphi_1' - y_1i'_{12} - b_1\cos\varphi_1')i_1'(\varphi_1) + (x_1i'_{12} - x_1\sin\varphi_1' + b_1\sin\varphi_1')j_1(\varphi_1) + (y_1\sin\varphi_1' - x_1\cos\varphi_1' + a')k_1(\varphi_1)$	(6.5-23)
啮合方程	$\Phi' = n_1 \cdot v^{(12)'} = 0$ $\Phi = n_2 \cdot v^{(21)'} = 0$	$\Phi' = G\sin(\varphi_1' - \varphi_1) + H\cos(\varphi_1' - \varphi_1) + I = 0$ 式中 $G = [-ui_{21}\cos\beta\cos\varphi_2 - \sin\beta(u - a\cos\varphi_2 + b\sin\varphi_2)]/\sin\varphi_2$ $H = \cos\beta(u - a\cos\varphi_2 + b\sin\varphi_2)$ $I = \cos\beta(-ui'_{12}i_{21} + a'\cos\varphi_2)$	(6.5-24)
由 $\sigma_1(\varphi_1) \rightarrow \sigma_2(\varphi_2)$ 坐标变换		$x_2' = x_1\cos\varphi_2\cos\varphi_1' - y_1\cos\varphi_2\sin\varphi_1' + x_1\sin\varphi_2 - a'\cos\varphi_2 - b\sin\varphi_2$ $y_2' = -x_1\sin\varphi_2\cos\varphi_1' + y_1\sin\varphi_2\sin\varphi_1' + x_1\cos\varphi_2 + a'\sin\varphi_2 - b\cos\varphi_2$ $z_2' = -x_1\sin\varphi_1' - y_1\cos\varphi_1'$	(6.5-25)
接触线方程		公式(6.5-12), (6.5-24), (6.5-25) 联立	(6.5-26)
二界函数	$\Phi_1' = \frac{d\Phi'}{dt'}$	$\Phi_1' = J\sin(\varphi_1' - \varphi_1) + K\cos(\varphi_1' - \varphi_1)$ 式中 $J = i'_{12}\cos\beta(a\cos\varphi_2 - u - b\sin\varphi_2)$ $K = i'_{12}\left[\sin\beta\left(\frac{a\cos\varphi_2 - u}{\sin\varphi_2} - b\right) - ui_{21}\cos\beta\cot\varphi_2\right]$	(6.5-27)

(续)

名称	通用公式	平面二次包络环面蜗杆传动的第二次包络计算公式	公式序号
二界曲线方程	$\Phi'_i = 0$ 与式(6.5-26)联立	$M \sin(\varphi'_i - \varphi_1) + N \cos(\varphi'_i - \varphi_1) + Q = 0$ 式中 $M = \left(\frac{i'_{12}}{i_{12}} - \frac{a'}{a} - \frac{b}{a} \cdot \frac{i'_{12}}{i_{12}} \tan \varphi_2 \right) \sin \varphi_2$ $N = \left(\frac{i'_{12}}{i_{12}} - \frac{a'}{a} - \frac{b}{a} \frac{i'_{12}}{i_{12}} \tan \varphi_2 \right) \times \tan \beta - \frac{a'}{i_{12} a} \cos \varphi_2$ $Q = i_{21} \left(\cos \varphi_2 - \frac{b}{a} \sin \varphi_2 \right)$ 与式(6.5-25), (6.5-12)联立	(6.5-28)
接触线的法矢	$A' = \omega^{(12)'} \times n_1 - \frac{A}{\Psi} \times (v^{(12)'} \cdot A)$ 式中 $\omega^{(12)'} = \omega^{(11)'} - \omega^{(2)}$	$\omega^{(12)'} = \sin \varphi'_1 \cdot i_1(\varphi'_1) + \cos \varphi'_1 \cdot j_1(\varphi'_1) + i'_{12} \cdot k_1(\varphi'_1)$ $n_1, A, \Psi, v^{(12)'}$ 表达式分别为式(6.5-22), (6.5-18), (6.5-15), (6.5-23)	(6.5-29)
一界函数		$\Psi' = \Phi'_1 + A' \cdot v^{(12)'}$	(6.5-30)
界曲线方程		$\Psi' = 0$ 与式(6.5-26)联立	(6.5-31)
平均滚动速度	$v' = \frac{v^{(1)'} + v^{(2)'}}{2}$	$v' = \frac{1}{2} [-i'_{12} y_1 - (z_1 - b \cos \varphi_1)] i_1(\varphi'_1) +$ $\frac{1}{2} [i'_{121} x_1 + (z_1 - b) \sin \varphi'_1] j_1(\varphi'_1) +$ $\frac{1}{2} [r_3 \cos \varphi'_1 - y_1 \sin \varphi'_1 - a'] k_1(\varphi'_1)$	(6.5-32)
$v^{(12)'}$ 与接触线方向的夹角		$\theta' = \arcsin \left(\frac{v^{(12)'}}{ v^{(12)'} } \times \frac{A'}{ A' } \right)$	(6.5-33)
v' 与接触线方向的夹角		$\xi' = \arcsin \left(\frac{v'}{ v' } \times \frac{A'}{ A' } \right)$	(6.5-34)
诱导法曲率		$K'_s{}^{(12)'} = \frac{ A' ^2}{\Psi'}$	(6.5-35)

3 平面包络环面蜗杆传动的几何计算

平面一次包络和平面二次包络环面蜗杆传动几何参数较多,相互制约,推荐按下列各表顺序计算,可减少反复,节省时间。设计平面一次包络环面蜗杆传动可按表 6.5-3 和表 6.5-4 计算。表中简称平面蜗轮为蜗轮,称平面包络环面蜗杆为蜗杆,推荐了三种蜗轮齿厚测量计算方法和两种蜗杆测量计算方法供读者选用。设计平面二次包络环面蜗杆传动首先使用表 6.5-5 计算蜗轮和工具齿轮参数然后再用表 6.5-4 计算蜗杆参数。表 6.5-6 中亦称平面二次包络蜗轮为蜗轮。表 6.5-5 适用于平面二次包络环面蜗杆基本型传动和变型传动两种情况,就基本型传动而言,平面二次包络蜗轮与第一次包络的产形轮(工具齿轮)具有相同的几何参

数。两者在同一位置可以与同一个平面包络环面蜗杆啮合。它们的分度圆直径 $d'_2 = d_2$, 端面模数 $m'_t = m_t$, 主基圆直径 $d'_s = d_s$, 分度圆压力角 $a' = a$, 齿距中心角 $\tau' = \tau$ 等等。

对于变型传动的参数,只改变的是工具齿轮的几何参数,而变型蜗杆的分度圆直径 d_1 齿顶高 h_a , 齿根高 h_f , 工具平面倾角 β , 蜗杆头数 z_1 , 包容齿数 z' , 工作长度 L_w 。等则与基本型传动蜗杆均相同。蜗轮的几何参数与基本型传动亦相同,应指出,由于蜗杆采用磨削成形,加工时不需要工具齿轮做整周期回转,齿数增量 Δz 可以是小数。

表 6.5-3, 表 6.5-4 和表 6.5-5 中各种代号的意义可参考图 6.5-18。由于代号较多图中未一一注出。表 6.5-6 可供选择传动比和齿数比时参考。

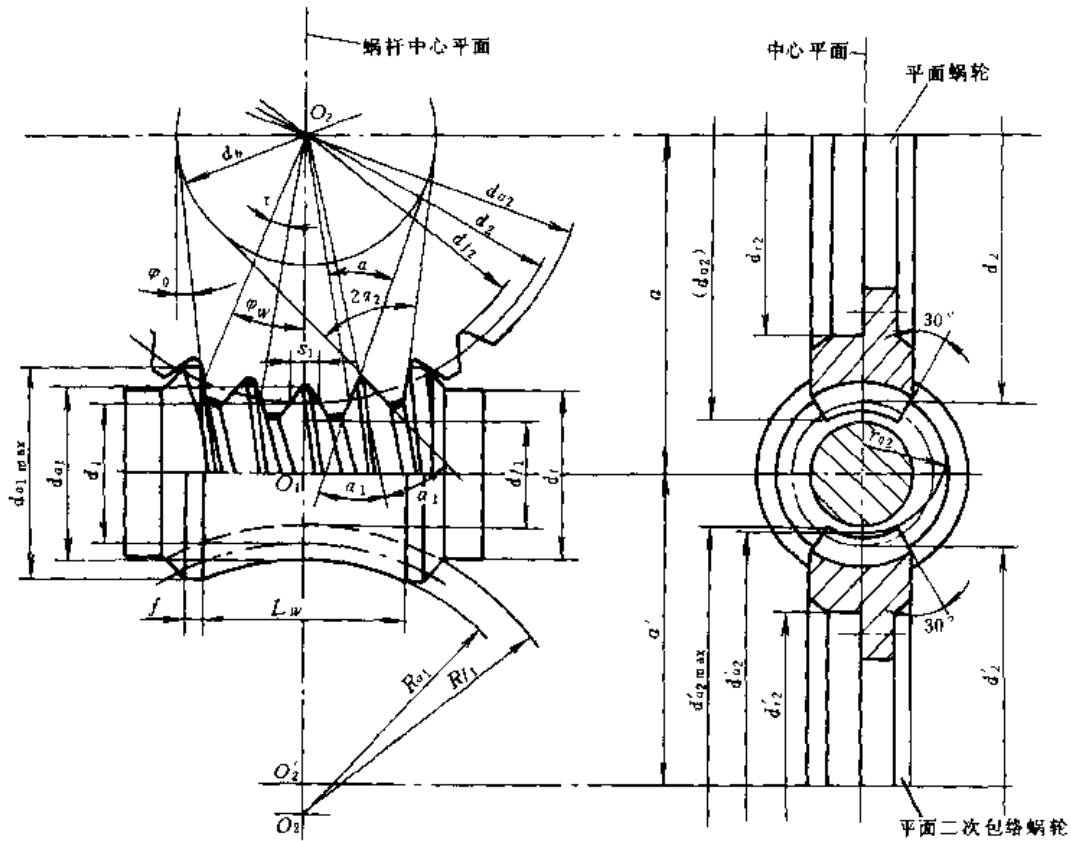


图 6.5-18 平面一次包络和平面二次包络环面蜗杆传动啮合要素

表 6.5-3 平面蜗轮几何计算卡

序号	名称	代号	公式及说明		示例	
			直齿平面蜗轮	斜齿平面蜗轮	直齿	斜齿
1	中心距	a	按照第4章强度计算确定中心距		200	100
2	齿数比	u	根据传动要求,按齿数比系列选取(见表6.5-6)。推荐取整数,传动精度7级以上方可取小数。直齿平面蜗轮齿数比应大于或等于40,斜齿平面蜗轮齿数比大于或等于10		50	40
3	蜗轮齿数	z_2	按表6.5-6选取		50	40
4	蜗杆分度圆直径	d_1	当 $i > 20, d_1 = (0.33 \sim 0.36)a$ 当 $i = 10 \sim 20, d_1 = (0.36 \sim 0.4)a$ 圆整		64	36
5	蜗轮分度圆直径	d_2	$d_2 = 2a - d_1$		336	164
6	蜗轮端面模数	m_t	$m_t = d_2 / z_2$		6.72	4.1
7	齿顶隙	c	$c = 0.2m_t$ 圆整到小数一位		1.3	0.8
8	齿根圆角半径	ρ_f	$\rho_f = 0.2m_t$ 圆整到小数一位		1.3	0.8

(续)

序号	名称	代号	公式及说明		示例	
			直齿平面蜗轮	斜齿平面蜗轮	直齿	斜齿
9	蜗轮齿顶圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 1.4m_1$ 圆整		345	170
10	齿顶高	h_a	$h_a = 0.5(d_{a2} - d_2) \approx 0.7m_1$		4.5	3
11	齿根高	h_f	$h_f = h_a + c \approx 0.9m_1$		5.8	3.8
12	蜗轮齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_f$		324.4	156.4
13	蜗轮齿宽	B_2	$B_2 = (0.9 \sim 1)df_1$ df_1 在表 6.5-4 中计算		52	28
14	轮缘内径	d_{i2}	d_{i2} 应满足齿根下部金属最薄弱处 $\geq 1 \frac{1}{4} \sim 1 \frac{1}{2}$ 全齿高		278	108
15	蜗轮齿距中心角	τ	$\tau = 360^\circ / z_2$		7.200	9.000
16	蜗轮分度圆齿距	p_f	$p_f = \pi m_1$		21.112	12.881
17	蜗轮分度圆齿厚	s_2	$s_2 = 0.55p_f$		11.611	7.084
18	蜗轮分度圆压力角	α	用公法线长度测量齿厚时,先设 $\alpha'' = 22^\circ$, 计算跨测齿数 $z'' = 2\alpha''/\tau + 0.45$ 。圆整,再计算 $\alpha = 0.5(z'' - 0.45)\tau$		23.580° (公法线长度测量齿厚)	22.591°
19	跨测齿数	z''	用分度圆法向弦齿厚或圆柱测量齿厚时,应先计算主基圆直径 d_b 。然后得 $\alpha = \arcsin(d_b/d_2)$		7	—
20	主基圆直径	d_b	$d_b = d_2 \sin \alpha$ 用分度圆齿厚或圆柱法测量齿厚时,先设 $\alpha = 20^\circ \sim 22^\circ$, ($u \geq 16, \alpha = 22^\circ$; $u < 16, \alpha = 20^\circ$) 再用上式计算 d_b		134.410	63
21	蜗轮齿槽半角(蜗杆齿形角)	α_1	$\alpha_1 = \alpha + 0.225\tau$		25.200	24.616
22	齿面倾角	β	$\tan \beta = \frac{df_2 \cos \alpha_f \cdot i_{21}}{2a - df_2 \cos \alpha_f}$, $\sin \alpha_f = \frac{d_b}{df_2}$ 直齿平面蜗轮 $\beta = 0^\circ$		0°	8.926°
23	蜗轮齿形角	α_2	$\alpha_2 = \alpha - 0.275\tau$		21.600°	20.116°
24	蜗轮公法线长度	W	$W = d_b$	$W = d_b \cos \beta$	134.410	
25	蜗轮分度圆法向弦齿厚	\bar{s}_{n2}	$\bar{s}_{n2} = d_2 \sin(0.275\tau)$	$\bar{s}_{n2} = d_2 \sin(0.275\tau) \cos \beta$	11.609	7.068
26	测量齿顶高	\bar{h}_{a2}	$\bar{h}_{a2} = h_a + 0.5d_2[1 - \cos(0.275\tau)]$		4.600	3.076
27	测量圆柱直径	d_2''	$d_2'' = \frac{d_2 \sin(0.225\tau)}{\cos \alpha_1}$	$d_2'' = \frac{d_2 \sin(0.225\tau)}{\cos \alpha_{n1}}$ 式中 $\alpha_{n1} = \arctan(\tan \alpha_1 \cos \beta)$	10.498	6.361
28	测量圆柱中心和蜗轮中心间的距离	K_2	$K_2 = \frac{d_b + d_2''}{2 \sin \alpha_1}$	$K_2 = \frac{d_b}{2 \sin \alpha_2} + \frac{d_2''}{2 \sin \alpha_{n1}}$	170.168	83.337

注: 计算精度除表中说明者之外,一律计算到小数四位,圆整到三位。

表 6.5-4 平面包络环面蜗杆几何计算卡

序号	名称	代号	公式及说明	示 例				
				直齿 ^①	斜齿 ^②	平面二次包络 ^③		
1	蜗杆头数	z_1	$z_1 = z_2 / u$	1	1	2		
2	蜗杆分度圆直径	d_1	$d_1 = 2a - d_2$	64	36	56		
3	蜗杆齿顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$	73	42	66		
4	蜗杆齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$	52.4	28.4	43.4		
5	蜗杆齿顶圆弧半径	R_{a1}	$R_{a1} = a - 0.5d_{a1}$ (平面一次包络传动) $R_{a1} = a' - 0.5d_{a1}$ (平面二次包络传动)	163.5	79	127		
6	蜗杆齿根圆弧半径	R_{f1}	$R_{f1} = R_{a1} + h_a + h_f$	173.8	85.8	138.3		
7	蜗杆包容齿数		$z' = z_1 / 10, z_2 \leq 60$ 圆整; $z_2 > 60$ 取整数部分	5	4	4		
8	蜗杆工作半角	φ_w	$\varphi_w = 0.5(z - 0.45)r$ (平面一次包络传动) $\varphi_w = 0.5(z' - 0.45)r'$ (平面二次包络传动)	16.380°	15.975°	15.975°		
9	啮合起始角	φ_0	$\varphi_0 = \alpha - \varphi_w$ (平面一次包络传动) $\varphi_0 = \alpha' - \varphi_w$ (平面二次包络传动)	7.2°	6.616°	6.284°		
10	蜗杆工作部分长度	L_w	$L_w = 2R_{f1} \sin \varphi_w$ 圆整	95	45	73		
11	蜗杆肩带部分宽度	f	$f = 1.1m_r$ 圆整	7	5	7		
12	蜗杆台肩直径	d_t	$d_t = 2(a - R_{f1} \cos \varphi_w)$ 取整数部分	66	35	55		
13	蜗杆最大外圆直径	d_{a1max}	$d_{a1max} = 2[a - \sqrt{R_{a1}^2 - (0.5L_w)^2}]$ 取整	87	48	77		
14	蜗杆喉部分度圆导程角	γ	$\gamma = \arctan(d_2 / ud_1)$	5.994°	6.497°	9.321°		
15	蜗杆分度圆名义齿厚	s_1	$s_1 = p_1 - s_2$	9.501	5.797	9.321		
16	蜗杆分度圆法向弦齿厚	\bar{s}_{n1}	$\bar{s}_{n1} = s_1 \cos \gamma_1$	9.449	5.760	9.073		
17	法向弦齿高	\bar{h}_{n1}	$\bar{h}_{n1} = h_a - 0.5d_2 [1 - \cos(s_1/d_2)]$	4.500	3.000	5.000		
18	测量圆柱直径	d_1''	$d_1'' = d_2 \sin \delta / \cos \alpha_{n2}$ 式中 $\delta = 180(s_2 + \Delta_{ms1}) / \pi d_2$ $\alpha_{n2} = \arctan(\tan \alpha_2 \cos \beta)$ Δ_{ms1} —— 蜗杆喉部齿厚最小减薄量(见表 6.5-7)	12.851	7.786	12.299		
19	测量圆柱中心到蜗轮中心线间距离	K_1	$K_1 = \frac{d_2}{2 \sin \alpha_2} - \frac{d_1''}{2 \sin \alpha_{n2}}$	165.106	80.149	129.418		
20	蜗杆倒坡	入口端	倒坡量	j_f	$j_f = (1.8 + 0.2u)a \cdot 10^{-4}$	0.236	0.098	0.093
		入口端	倒坡长度	l_f	$l_f = \pi d_1 / (3z_1)$ 圆整	67	38	30
		出口端	倒坡量	j_a	$j_a = 0.7j_f$	0.165	0.069	0.065
		出口端	倒坡长度	l_a	$l_a = l_f$	67	38	30

① 直齿平面包络蜗杆。

② 斜齿平面包络蜗杆。

③ 平面二次包络蜗杆传动之蜗杆。

表 6.5-5 平面二次包络环面蜗杆传动蜗轮及工具齿轮(环面蜗杆之产形轮)几何计算卡

序号	名称	代号	公式及说明	示例
(1) 蜗轮几何计算				
1	中心距	a'	可参照本篇第4章第5.1节方法确定中心距	160
2	齿数比	u'	根据传动要求,按齿数比系列选取(表6.5-6)。推荐取整数,传动精度7级,以上者方可取小数。一般 $u' \geq 10$	20
3	蜗轮齿数	z_2'	按表6.5-6选取	40
4	蜗杆分度圆直径	d_1	当 $i > 20, d_1 = (0.33 \sim 0.36)a'$ 当 $i = 10 \sim 20, d_1 = (0.36 \sim 0.4)a'$ 圆整	56
5	蜗轮分度圆直径	d_2'	$d_2' = 2a' - d_1$	264
6	蜗轮端面模数	m_i'	$m_i' = d_2' / z_2'$	6.6
7	齿顶隙	c	$c = 0.2m_i'$ 圆整到小数一位	1.3
8	齿根圆角半径	ρ_f	$\rho_f = 0.2m_i'$ 圆整到小数一位	1.3
9	蜗轮齿顶圆直径	d_{a2}'	$d_{a2}' = d_2' + 1.4m_i'$ 圆整	274
10	齿顶高	h_a	$h_a = 0.5(d_{a2}' - d_2') \approx 0.7m_i'$	5
11	齿根高	h_f	$h_f = h_a + c \approx 0.9m_i'$	6.3
12	蜗轮齿根圆直径	d_{f2}'	$d_{f2}' = d_2' - 2h_f$	251.4
13	蜗轮齿宽	B_2'	$B_2' = (0.9 \sim 1)d_{f1}$, d_{f1} 在表6.5-4中计算	42
14	轮缘内径	d_{i2}'	d_{i2}' 应满足齿根下部金属最薄弱处大于 $1 \frac{1}{4}$ 全齿高	220
15	蜗轮最大直径	d_{e2}'	$d_{e2}' = d_{a2}' + 0.5m_i'$ 圆整	277
16	蜗轮咽喉母圆半径	r_{k2}'	$r_{k2}' = \frac{a'}{\cos \varphi_{aw}} - 0.5d_{a2}'$, 取整数部分加1 式中 φ_{aw} —— 蜗杆工作半角(表6.5-4)	30
17	蜗轮齿距中心角	τ'	$\tau' = 360^\circ / z_2'$	9°
18	蜗轮分度圆齿距	p_i'	$p_i' = \pi m_i'$	20.735
19	蜗轮分度圆齿厚	s_2'	蜗轮分度圆齿厚不做计算,加工中以蜗杆齿厚为准,用齿侧隙控制	
20	圆周侧隙	j_{min} j	见 GB/T 16445-1995	0.095 0.250
21	蜗轮主基圆直径	d_b'	$d_b' = d_2' \sin \alpha' \begin{cases} \geq 16 & \alpha = 22^\circ \\ < 16 & \alpha = 20^\circ \end{cases}$ 圆整	100
22	蜗轮分度圆压力角	α'	$\alpha' = \arcsin \left(\frac{d_b'}{d_2'} \right)$	22.259
(2) 工具齿轮几何计算				
23	齿数增量	Δz	$\Delta z = 0 \sim 1$	0.2
24	蜗杆加工中心距变动系数	y	$y = -0.05 \sim 0$	-0.02
25	蜗杆加工轴向变动系数	ϵ_2	$\epsilon_2 = 0 \sim 0.05$	0.015

(续)

序号	名称	代号	公式及说明	示例
26	中心距	a	$a = a' + (y + 0.5\Delta z)m_i'$	150.528
27	齿数比	u	$u = u' + \Delta z/z_1$	20.1
28	蜗杆轴向变位置	b_z	$b_z = \epsilon_z m_i'$	0.099
29	工具齿轮直径增量	Δd	$\Delta d = (2x + \Delta z)m_i'$	1.056
30	工具齿轮分度圆直径	d_2	$d_2 = d_2' + \Delta d$	256.056
31	工具齿轮主基圆直径	d_b	$d_b = d_2 \sin \alpha'$ 圆整	100
32	工具齿轮外圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_{a2}' + \Delta d$	275.056
33	工具齿轮齿数	z_2	$z_2 = z_2' + \Delta z$	40.2
34	工具齿轮分度圆压力角	α	$\alpha = \arcsin \frac{d_b}{d_2}$	22.165°
35	工具齿轮齿距中心角	r	$r = 360^\circ/z_2$	8.955°
36	工具齿轮齿形角	α_2	$\alpha_2 = \alpha - 0.275r$	19.702°
37	工具齿轮分度圆齿距	p_2	$p_2 = \frac{\pi d_2}{z_2}$	20.714
38	工具齿轮分度圆齿厚	s_2	$s_2 = 0.55 p_2$	11.393
39	工具齿面倾角	β	$\tan \beta = \frac{\frac{d_2'}{2\alpha'} \cos \alpha' \cos(\alpha' + \Delta)}{u' \left[\cos(\alpha' + \Delta) - \frac{d_2'}{2\alpha'} \cos \alpha' \right]}$ $u' \geq 30 \quad \Delta = 8^\circ$ $10 < u' < 30 \quad \Delta = 5^\circ$	15.997°

表 6.5-6 名义传动比与齿数比

名义传动比 i_{12}	中 心 距 a/mm							
	80~200		>200~630		>630~1000		>1000~1600	
	$u = z_2/z_1$							
	A	B	A	B	A	B	A	B
8	31/4	32/4	41/5	40/5	49/6	48/6	—	—
10	31/3	30/3	41/4	40/4	49/5	50/5	—	—
12.5	37/3	36/3	49/4	48/4	49/4	48/4	73/6	72/6
(14)	41/3	42/3	41/3	42/3	55/4	55/4	71/5	70/5
16	31/2	32/2	49/3	48/3	49/3	48/3	79/5	80/5
(18)	35/2	36/2	55/3	54/3	55/3	54/3	71/4	72/4
20	41/2	40/2	41/2	40/2	61/3	60/3	79/4	80/4
(22.5)	45/2	46/2	45/2	46/2	67/3	69/3	91/4	92/4
25	49/2	50/2	49/2	50/2	49/2	50/2	73/3	75/3
(28)	55/2	56/2	55/2	56/2 或 54/2	55/2	56/2	83/3	84/3
31.5	31/1	32/1	63/2	62/2	61/2	62/2	91/3	93/3
(35.5)	35/1	36/1	71/2	70/2	71/2	70/2	71/2	72/2
40	41/1	40/1	41/1	40/1	81/2	80/2	79/2	80/2

(续)

名义传动比 i_{12}	中心距 a/mm							
	80~200		>200~630		>630~1000		>1000~1600	
	$u = z_2/z_1$							
	A	B	A	B	A	B	A	B
(45)	45/1	46/1	45/1	46/1	89/2	90/2	91/2	90/2
50	49/1	50/1	49/1	50/1	49/1	50/1	99/2	100/2
(56)	55/1	56/1	55/1	56/1 或 54/1	55/1	56/1	111/2	112/2
63	63/1	63/1	63/1	52/1	61/1	62/1	63/1	63/1
(71)	—	—	71/1	70/1	71/1	70/1	71/1	72/1
80	—	—	—	—	81/1	80/1	79/1	80/1

注：1. 加括号的 i_{12} 和 z_2/z_1 值尽可能不用。

2. 表中 A 组的 z_2/z_1 值以非整数给出，用于要求传动平稳性较高的场合，此时制造精度提高到六级，方可用本书推荐的强度计算方法。

3. B 组的 z_2/z_1 值以整数给出，用于一般动力传动场合。

4. 在同一中心距，不同传动比的蜗杆副之间应尽量减少 z_2 的规格，可使系列化生产中工具、量具的品种随之减少。对于单件生产的传动副，齿数不受此种限制。

4 平面包络环面蜗杆传动的承载能力计算

平面二次包络环面蜗杆传动的承载能力可参照标准 GB/T 16444—1996《平面二次包络环面蜗杆减速器系列润滑和承载能力选取》。

平面一次包络环面蜗杆传动，蜗杆轴计算功率同样可按照第4章第3.2节计算，得到 P_{cwl} 。蜗杆轴许用

输入功率 $[P_{p1}]$ 可由图 6.5-19 查得，并使应

$$[P_{p1}] \geq P_{cwl}$$

在选取中心距时，应尽量选取表 6.4-17 中所列的中心距，专用减速器可例外。

也可根据图 6.5-19，由许用功率、齿数比、蜗杆轴转速查得中心距，查找方法如图中箭头所示。反之，按箭头所指相反方向，可由中心距、蜗杆转速、齿数比查得许用功率。

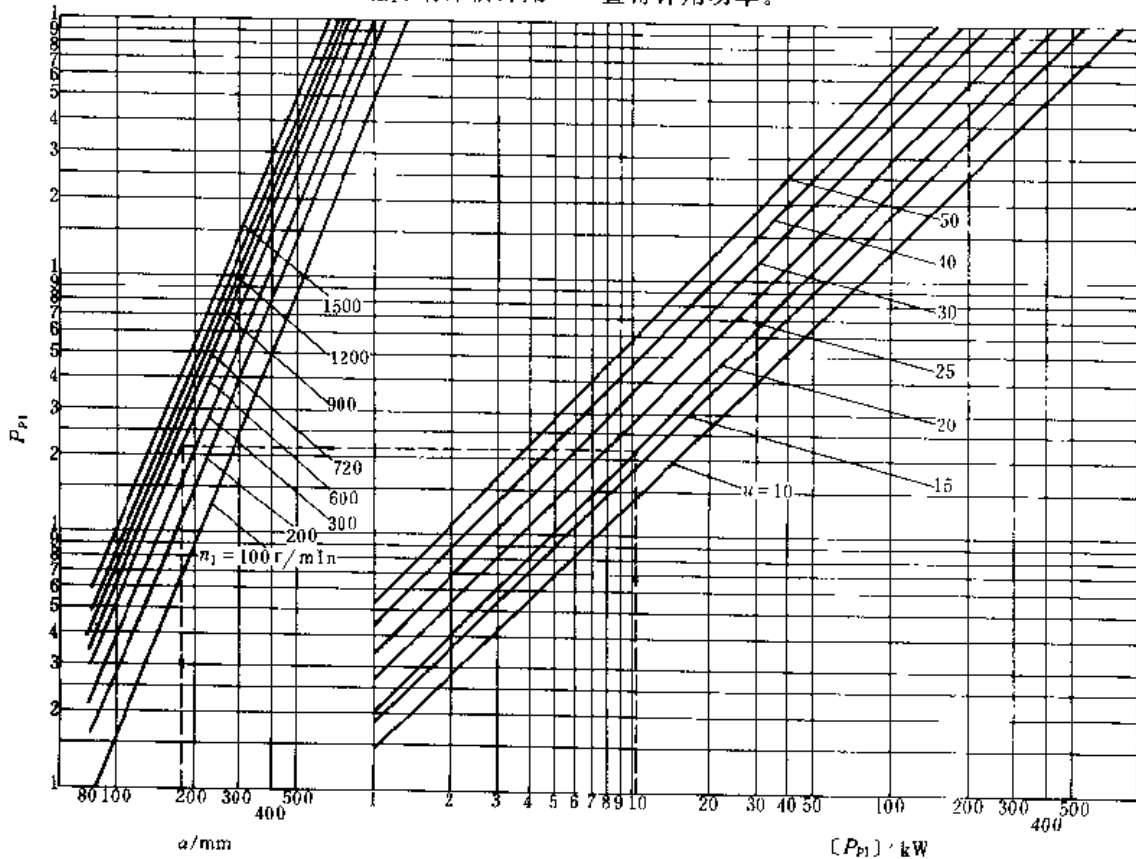


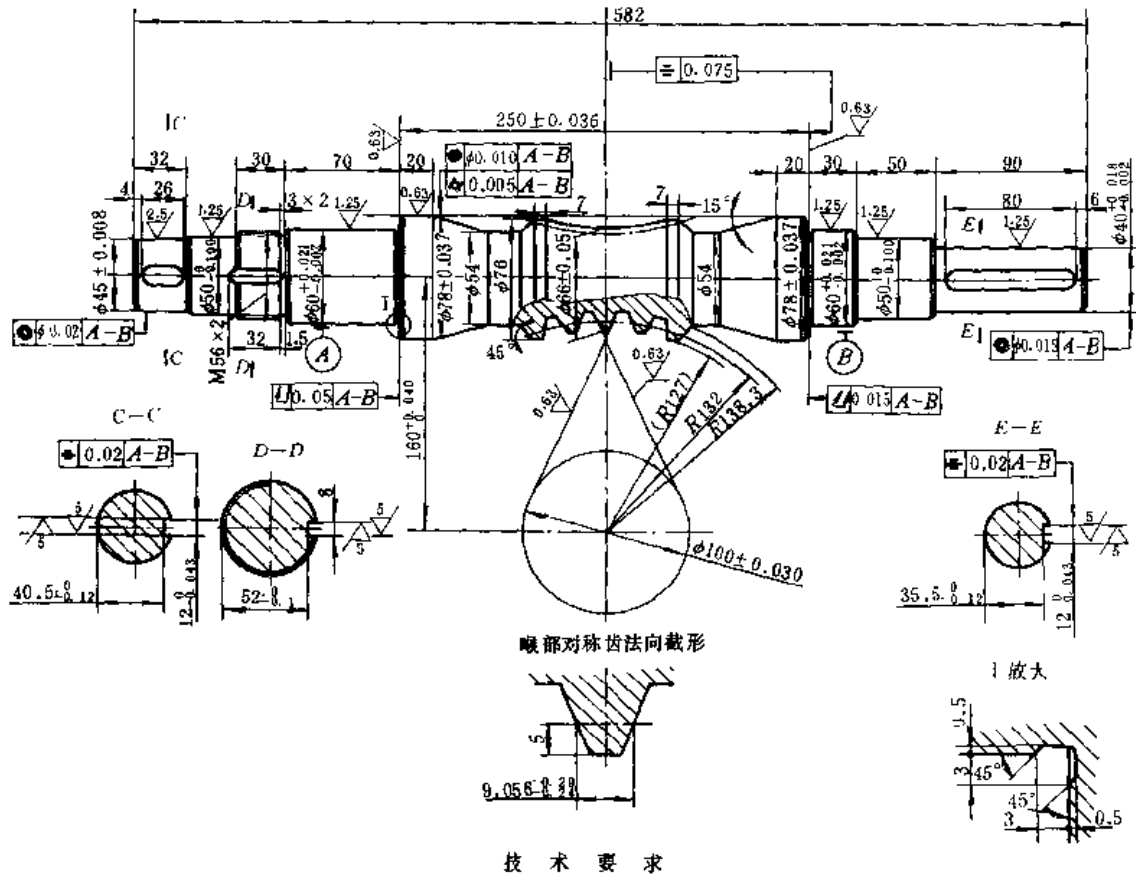
图 6.5-19 平面一次包络环面蜗杆传动许用功率 $[P_{p1}]$

5 精度规范和零件工作图

国家标准 GB/T 16445-1996《平面二次包络环面蜗杆传动精度及公差标准》规定精度等级共三个：6、7、

8级，有关公差可参照该标准查取。

平面二次包络环面蜗杆及蜗轮的零件工作图示例见图 6.5-20 和图 6.2-21，图上公差数值取自 YJB101-84 及 GB/T 16445-1996。

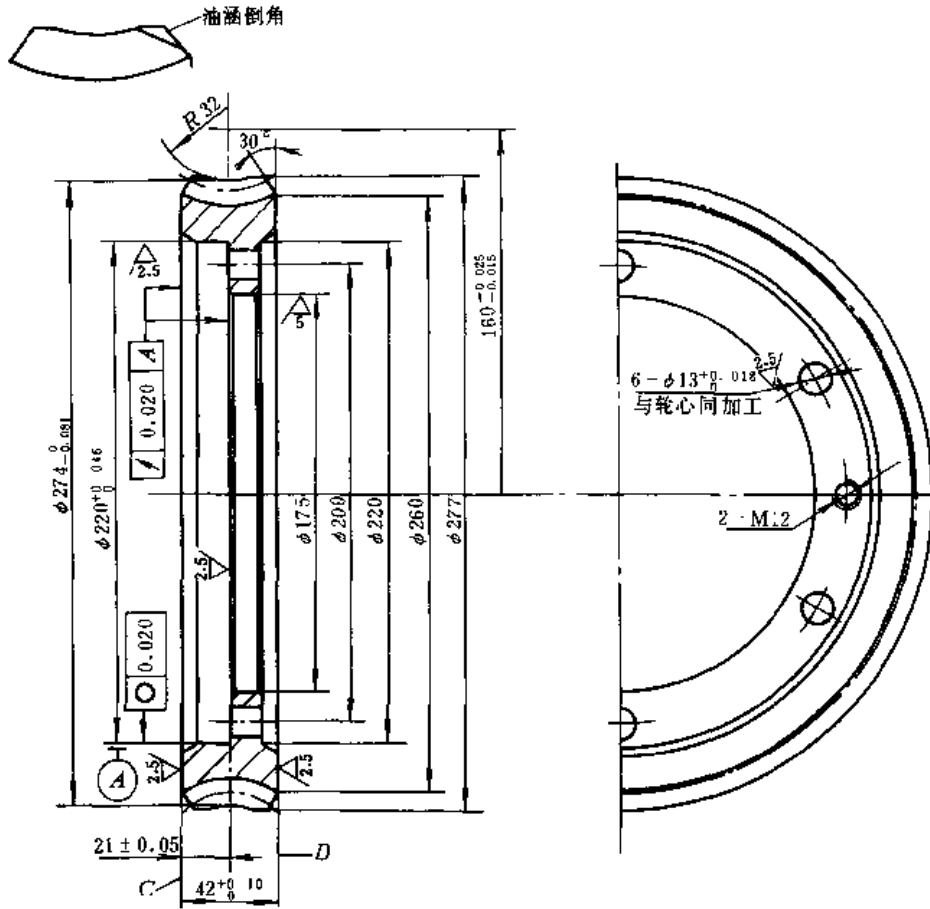


技术要求

1. 材料：38CrMoAl。
2. 表面辉光氮化处理，深度 0.3~0.4，HV≥850。
3. 两端不完整螺牙倒钝最小厚度≥4。
4. 其余粗糙度 R_a 为 10 μ m，未注倒角 1×45°。

名称	符号	数值	名称	符号	数值
几何参数			几何参数		
蜗杆头数	z_1	2	入口修缘长度	L_f	30
工具齿轮齿数	z_2	40	出口修缘值	j_a	0.065
端面模数	m_n	6.6	出口修缘长度	L_n	30
蜗杆喉部分度圆直径	d_1	56	蜗杆螺旋方向		右旋
喉部分度圆螺旋升角	γ_m	13.263°	传动公差		
主基圆直径	d_b	100	精度等级	蜗杆 7j GB/T16445-1996	
包容齿数	z'	4	蜗杆圆周齿距极限偏差	f_p	±0.015
工作半包角	φ_w	15.975°	轴心线歪斜度公差	f_r	0.020
工具平面倾角	β	14°			
入口修缘值	j_f	0.093°			

图 6.5-20 平面二次包络环面蜗杆工作图



技术要求

1. 材料: ZCuSn10Pb1, 材料硬度 $HE \geq 100$, $\sigma_b \geq 250\text{MPa}$
2. 与轮心装配后加工齿冠, 端面 C、D 及齿部。
3. 铸件不得有偏析夹渣、缩孔、疏松、裂纹等缺陷。
4. 其余粗糙度 R_a 为 $10\mu\text{m}$, 未注倒角 $1 \times 45^\circ$

名称	符号	数值	名称	符号	数值
几何参数			传动公差		
蜗轮齿数	z_2	40	蜗轮齿距累积公差	F_{p2}	0.02
蜗轮分度圆直径	d_2	264	滚刀喉平面极限偏差	f_{x2}	± 0.05
端面模数	m_t	6.6	蜗轮加工中轴线歪斜度公差	f_{v2}	0.02
相配蜗杆参数			圆周侧隙	j_t	0.095 0.250
蜗杆头数	z_1	2	精度	蜗轮 7jGB 16445-1996	
蜗杆喉部分度圆直径	d_1	56			
工具平面倾角	β	14°			
蜗杆主基圆直径	d_b	100			
蜗杆螺旋方向		右旋			

图 6-5-21 平面二次包络环面蜗轮工作图

6 变轴交角型平面二次包络环面蜗杆传动

这是平面二次包络环面蜗杆传动的一种特殊变型。蜗杆齿面是由平面刀具加工成的可展曲面,而且平面刀具回转轴与蜗杆轴之间的相错角不等于 90° ,而是附加了一个修正角 σ ,亦即等于 $90^\circ + \sigma$ 。然后再在正交状态下,用与蜗杆相同几何参数的滚刀加工出蜗轮。因此称为变轴交角型平面二次包络环面蜗杆传动。也曾称为角修正型可展环面蜗杆传动。

6.1 基本原理

6.1.1 间接展成法原理的应用

原始型平面二次包络环面蜗杆传动,在一次包络和二次包络运动中,坐标系之间几何关系、运动关系都不改变,属于直接展成法。

各种变型的平面二次包络蜗杆传动,都属于间接展成法,其特点就在于在两个包络运动中,坐标关系、运动关系都作了修正。

变轴交角型传动与其他变型传动相比,增加了轴交角变量这一因素,也就是说,要求刀具平面回转轴与蜗杆轴线相错角成 $90^\circ + \sigma$,虽然在滚齿机上满足这一要求并不难,毕竟还是增加了一种约束,也增加了一项误差来源。但是在变轴交角型传动中各项参数的修正彼此明确相关,而且相对诱导曲率半径明显增大,设计计算和工艺上都还比较方便,所以是较有前途的。

6.1.2 啮合特点

由图 6.5-22,第一次包络展成蜗杆时,刀具回转轴是 I_0 ,蜗杆回转轴是 I_1 , I_0 与 I_1 轴的空间夹角为 $90^\circ + \sigma$,中心距 $OO_1 = a_0$,传动比 $i_1 = \omega_0/\omega_1$ ($\omega_0, \omega_1, \omega_2$ 为相应回转轴的角速度),第二次包络展成蜗轮时,蜗杆回转轴 I_1 和蜗轮回转轴 I_2 正交,中心距 $O_1O_2 = a$,传动比为 $i = \omega_2/\omega_1$,这是用一个基本元件展成一对蜗杆副的方法,属于间接展成法。

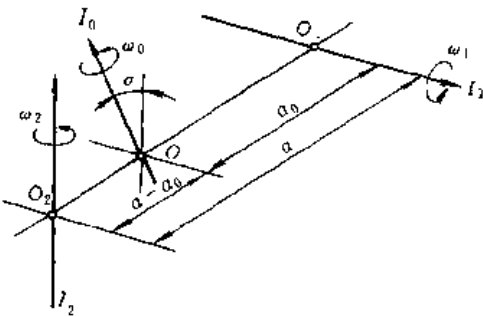


图 6.5-22 三根回转轴之间的关系

(1) 接触线分布的特点 在变轴交角型平面二次包络环面蜗杆传动的二次包络过程中,如果 a, i, a_0, i_0, σ 等参数的选取使得交错轴齿轮传动第二次作用的条件得到满足,那么在蜗轮齿面上就会有双接触线(见图 6.5-23),其中有一簇是直线,其方程恰好与展成蜗杆时的工艺接触线方程完全相同,这就是说,刀具齿面重现于蜗轮齿面上了,这是第一齿面。另一簇接触线是曲线,它们是第二次包络(第二次作用)产生的,这簇曲线构成了一个曲面——蜗轮的第二齿面。

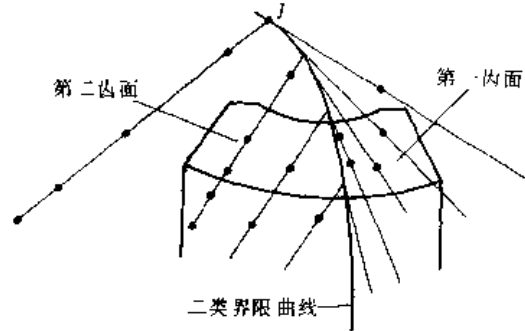


图 6.5-23 蜗轮齿面上的接触线分布状况

同时满足上述两簇接触线方程的接触点,就构成了蜗轮齿面上第一齿面和第二齿面的分界线,称为二类界限曲线。第一齿面和第二齿面沿二类界限曲线相切,并且在各个方向上都是密切的。这样,蜗轮齿面是一个完整的,光滑的曲面,经过分析计算得到如图 6.5-23 所示的接触线分布形状,接触线呈人字状,且逐渐向齿根收拢。整个齿面都参加工作,接触线分布比较均匀。

(2) 诱导法曲率以及接触线与相对速度之间的夹角 从降低接触应力和有利于形成润滑油膜的观点出发,希望诱导法曲率的值小些,希望接触线与相对速度之间的夹角接近 90° 。国内已开发出变轴交角型平面二次包络环面蜗杆传动的啮合分析程序,可以计算接触线,诱导法曲率和夹角,此外还可用数值计算的办法来判别是否发生曲率干涉现象。

大量计算结果表明,该传动的诱导曲率半径很大,接触线切线与滑动速度方向之间的夹角也接近 90° 。

6.2 参数选择

6.2.1 工艺参数与名义参数的基本关系

既然是利用间接展成法来得到变轴交角型平面二次包络环面蜗杆传动,那么第一次包络和第二次包络要通过参数 a_0, i_0, σ 建立起联系(见图 6.5-22),使第二次作用的条件得到满足以获得双接触线和其它良好的啮合特性。这种基本关系由以下三个关系式规定:

$$i_0 = i \cos \sigma - \sin \sigma \quad (6.5-36)$$

$$\sigma = \arccos \left(\frac{i_0}{\sqrt{1+i^2}} \right) - \arctan \left(\frac{1}{i} \right) \quad (6.5-37)$$

$$a_0 = a \cos^2 \sigma \quad (6.5-38)$$

其中 i_0 、 a_0 分别是展成蜗杆时的传动比和中心距； σ 是修正角度或称为工艺安装角； i 、 a 分别是名义传动比和中心距。

以上三式中，式(6.5-36)和(6.5-37)是等价的。名义传动比和中心距给定之后，就可以由这三个关系式来确定参数 i_0 、 σ 和 a_0 。下面简要介绍一下选择参数的步骤。

可以假想一个刀具蜗轮，其齿数为 z_0 （平面刀具相当于其中的一个齿），且

$$i_0 = z_0 / z_1 \quad (6.5-39)$$

（ z_1 为蜗杆的头数）。所选的 i_0 值应使得 z_0 为整数，由于 $i_0 < i$ （见式(6.5-36)），设计者可以给定 z_0 为稍小于蜗轮齿数 z_2 的整数，由式(6.5-39)获得 i_0 ，然后再由式(6.5-37)、(6.5-38)计算 σ 和 a_0 。

6.2.2 工艺参数的辅助选定方法

二类界限曲线的位置影响到接触线的分布状况。记中截面(由蜗杆轴线与蜗轮中心所决定的平面)与二类界限曲线的交点为 J 点(见图6.5-23)。从图6.5-23可以看出，在 J 点以上二类界限曲线变平，瞬时接触线有较大变化，分布状况和夹角数值都变得对啮合不利；而在 J 点以下，二类界限曲线渐趋向与中间平面接近平行，接触线分布均匀，夹角也比较大。因此， J 点处于蜗杆喉部齿根以内是对传动性能有利的。蜗杆喉部截面内 J 点所在半径 r_J ，可由下式计算

$$r_J = \frac{a}{1+i \tan \sigma} \quad (6.5-40)$$

将算出的 r_J 与蜗杆喉部根圆半径 r_f 相比较，如果 r_J 大于 r_f 很多，则要重新选参数 a_0 、 i_0 和 σ_0 。如果 $r_J \approx r_f$ ，则参数的选择是比较合适的。

随后，利用啮合分析程序，进行接触线分析、诱导法曲率和夹角的数值计算，可以对不同参数选择方案进行比较，最后确定工艺参数。需要说明的是，参数选择的基本根据是式(6.5-36)、式(6.5-37)和式(6.5-38)，其余办法都是辅助性的。

6.3 设计加工要点

6.3.1 基本步骤

(1) 确定工艺参数(见表6.5-7)。

(2) 几何尺寸计算(见表6.5-8)。

(3) 蜗杆齿形的加工 可在滚齿机(或类似的机床上)加工。蜗杆置于刀架上，其轴线相对于水平线倾斜一个安装角 σ ，平面刀具安装于工作台上，该平面垂直于工作台面，与回转轴的距离等于主基圆半径 r_b 。工作台回转轴与蜗杆轴线的垂直距离为 a 、传动比为 i_0 (见图6.5-22)。

(4) 滚刀的制造 这里只介绍一种简易滚刀，即先将刀齿后刀面磨出(留出切削后角)，然后按加工蜗杆齿形的方法磨出刃带。用这种滚刀切出的蜗轮、略经跑合便可得到光滑的共轭齿面。但简易滚刀的重磨性差，目前可铲背、可重磨的滚刀尚在研究阶段。

(5) 滚切蜗轮 用滚刀滚切蜗轮，二者的轴线正交，中心距为 a ，传动比为 i 。

(6) 测量

1) 蜗杆喉部齿厚测量尺寸 测量齿高为 h_{ax1} ，测量齿厚为 s_{ax1} 。

2) 蜗轮齿厚测量尺寸 测量齿高为 h_{ax2} ，测量齿厚为 s_{ax2} 。

表 6.5-7 变轴交角型平面二次包络环面蜗杆传动工艺参数计算卡

序号	参数名称	代号	公式及说明	实例计算结果
1	工艺传动比	i_0	$i_0 = \frac{z_0}{z_1}$ (z_0 取稍小于 z_2 的整数)	36 1
2	工艺安装角	σ	$\sigma = \arccos \left(\frac{i_0}{\sqrt{1+i^2}} \right) - \arctan \left(\frac{1}{i} \right)$	11°53'27"
3	工艺中心距	a_0	$a_0 = a \cos^2 \sigma$	143.63
4	二类界限曲线上 J 点的位置	r_J	$r_J = \frac{a}{1+i \tan \sigma}$ r_J 应在数值上约等于蜗杆喉部根圆半径，否则减小 z_0 重新计算	16.95 ($< r_f$)
5	主基圆半径	r_b		96

表 6.5-8 变轴交角型平面二次包络环面蜗杆传动的几何计算卡

序号	名称	代号	公式及说明	实例计算结果
1	中心距	a	给定、或按本篇第4章第5.1节方法选估	150
2	传动比	i	由传动要求确定	37/1
3	蜗杆头数	z_1		1
4	蜗轮齿数	z_2	$z_2 = iz_1$	37
5	蜗杆喉部分圆直径	d_1		59.5
6	蜗轮宽度	b		35
7	主基圆直径	d_b		96
8	蜗轮分圆直径	d_2	$d_2 = 2a - d_1$	240.5
9	顶隙及齿根圆角半径	$c = r$	$c = r \approx 0.2 \frac{d_2}{z_2}$	1.5
10	齿顶高	h_a	$h_a = 0.75 \frac{d_2}{z_2}$	5
11	齿根高	h_f	$h_f = h_a + c$	6.5
12	蜗轮喉部齿顶圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_a$	250.5
13	蜗轮喉部齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_f$	227.5
14	蜗轮最大外径	d_{e2}	$d_{e2} = d_{a2} + 0.4 \frac{d_2}{z_2}$	253
15	蜗轮咽喉母圆半径	r_{g2}	$r_{g2} \geq 0.5d_{f1max}$, 圆整	40
16	蜗轮齿厚 测量尺寸	测量齿高	h_{n2}	按实测数据确定
		测量齿厚	s_{n2}	
17	蜗杆喉部齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_f - (2 \sim 3)$	42
18	蜗杆喉部齿顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$	69.5
19	蜗杆齿顶所在圆弧半径	R_{a1}	$R_{a1} = a - 0.5d_{a1}$	115.25
20	蜗杆齿根所在圆弧半径	R_{f1}	$R_{f1} = a - 0.5d_{f1}$	129
21	齿距角	τ	$\tau = 360^\circ / z_2$	9.62°
22	包容齿数	z	$z = \frac{z_2}{10}$; 当 $z_2 > 60$, 取整 当 $z_2 < 60$ 按四舍五入化整	4
23	蜗杆包容半角	φ_w	$\varphi_w = 0.5(z - 0.45)\tau$	17°
24	蜗杆齿部长度	L_w	$L_w = 2R_{a1} \sin \varphi_w$, 圆整	68
25	蜗杆肩带宽度	L_r	$L_r = 0.5 \frac{d_2}{z_2}$, 圆整	4
26	蜗杆喉部螺旋导程角	γ	$\gamma = \arctan \left(\frac{d_2}{id_1} \right)$	5°42'38"
27	蜗杆最大外径	d_{e1max}	$d_{e1max} = 2(a - R_{a1} \cos \varphi_w)$	80
28	蜗杆最大根径	d_{f1max}	$d_{f1max} = 2[a - \sqrt{R_{a1}^2 - (0.5L_w + L_r)^2}]$	54

(续)

序号	名称	代号	公式及说明	实例计算结果
29	啮合起始角	φ_b	$\varphi_b = \arcsin\left(\frac{d_b}{d_2}\right) - \arcsin\left(\frac{L_{zw}}{d_2}\right)$	7°
30	啮合终止角	φ_e	$\varphi_e = \arcsin\left(\frac{d_b}{d_2}\right) + \arcsin\left(\frac{L_{zw}}{d_2}\right)$	10°
31	蜗杆喉部	测量齿高	$h_{n,1}$	按实测数据确定
	测量尺寸	测量齿厚	$s_{n,1}$	

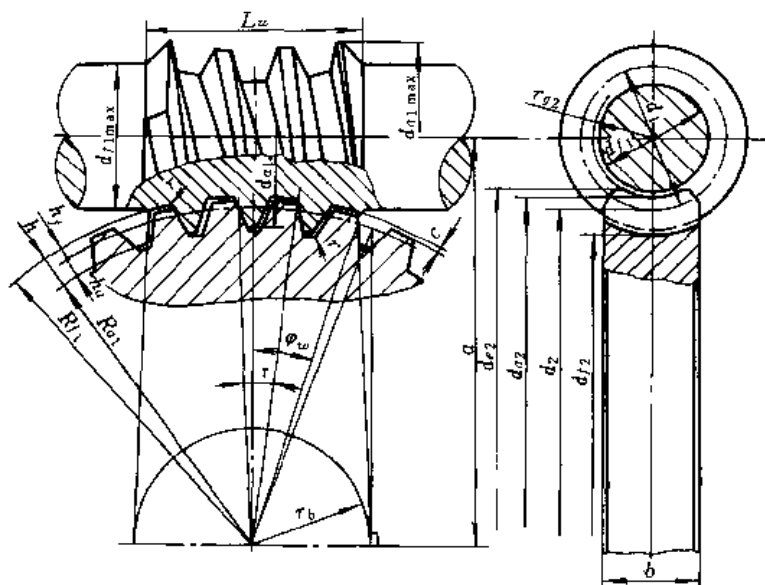


图 6.5-24 变轴交角型平面二次包络环面蜗杆传动设计实例

6.3.2 计算卡及例题

JH₂-5 改型矿山回柱绞车上的变轴交角平面二次包络环面蜗杆传动, 名义参数 $a=150\text{mm}$, 传动比 $i=37$, $z_1=1$ 。表 6.5-7 和表 6.5-8 中列出了设计计算数值, 接触线分布如图 6.5-23, 由啮合分析程序算出的接触线和滑动方向的夹角基本上在 80° 到 85° 之间, 相对曲率半径与中心距的比值在 $0.9\sim 2.2$ 的范围内。这些值不低于, 多数还大于直线齿廓环面蜗杆传动和直齿平面一次包络环面蜗杆传动的数值。

变轴交角型平面二次包络环面蜗杆传动设计实例见图 6.5-24。

7 渐开线圆柱齿轮-环面包络蜗杆传动

这是一种由渐开线圆柱齿轮和由它配制的环面蜗杆所组成的交错轴传动。它和平面齿蜗轮-环面包络蜗杆传动一样, 同属于以蜗轮作为基本件的一次包络环面蜗杆传动。

在这种传动中, 作为基本件的蜗轮就是普通的渐开线圆柱齿轮(一般为斜齿轮), 可以方便而精确地制造, 不必另外准备专用的蜗轮滚刀。加工蜗杆所用刀具就是与蜗轮参数一致的斜齿插齿刀或者仅有若干刀齿的刀盘, 工艺准备并不困难^①, 蜗杆淬硬后的磨齿, 理论上可以获得精确齿形^②, 目前国内在砂轮架及修整器结构上尚存在一定困难还未过关。但采用珩齿并不难实现, 除可获得细密粗糙度的光亮齿面外, 由于多齿工作的平均作用, 也使热处理变形误差多少有所改善。

这种传动在装配时, 蜗杆的轴向位置有严格要求, 必须依靠垫片进行调整对中, 但蜗轮的轴向位置却是自由的, 这种情况正好和普通圆柱蜗杆传动相反。

从啮合特性来看, 在参数合理选择下, 这种传动的瞬时接触线, 其形状和分布位置处于有利于建立滑动油膜的状态, 因而其传动效率比普通圆柱蜗杆传动有明显提高, 从而其承载能力亦可能有较大提高^③, 但试验数据还很不充分^④。

① 郑州机械研究所、开封机床厂:《用于 Y3150E 进给机构的》《渐开线齿轮-弧面蜗杆传动研制小结》, 1977, 此外还有襄川机床厂、重庆机床厂均先后研制成功。——作者注
 ② 太原钢铁公司机动处、太原工学院齿轮研究室:《渐开线齿廓弧面蜗杆传动的研制》, 1981。——作者注
 ③ 《一种无修正且可精确磨削的新型球面蜗杆传动》德累斯登工业大学博士论文摘要, 1988, (郑州机械研究所译, 1974)。——作者注
 ④ 朱景祥等《渐开线齿轮包络弧面蜗杆传动的试验研究》太原工学院, 1982.5。——作者注
 ⑤ 根据 Eliot K. Buckingham 意见, 此型蜗杆传动不推荐用于大功率传动。——篇主编注

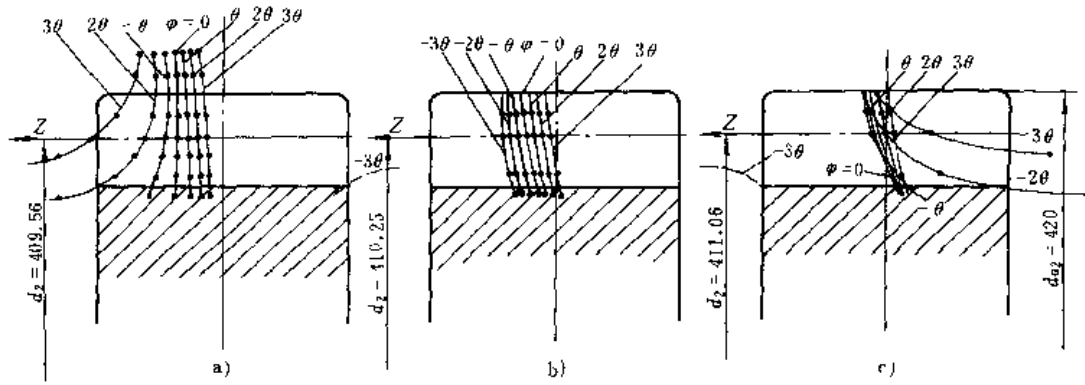


图 6.5-25 瞬时接触线的分布情况

a) $\beta=5^\circ$ 时 b) $\beta=6^\circ$ 时 c) $\beta=7^\circ$ 时

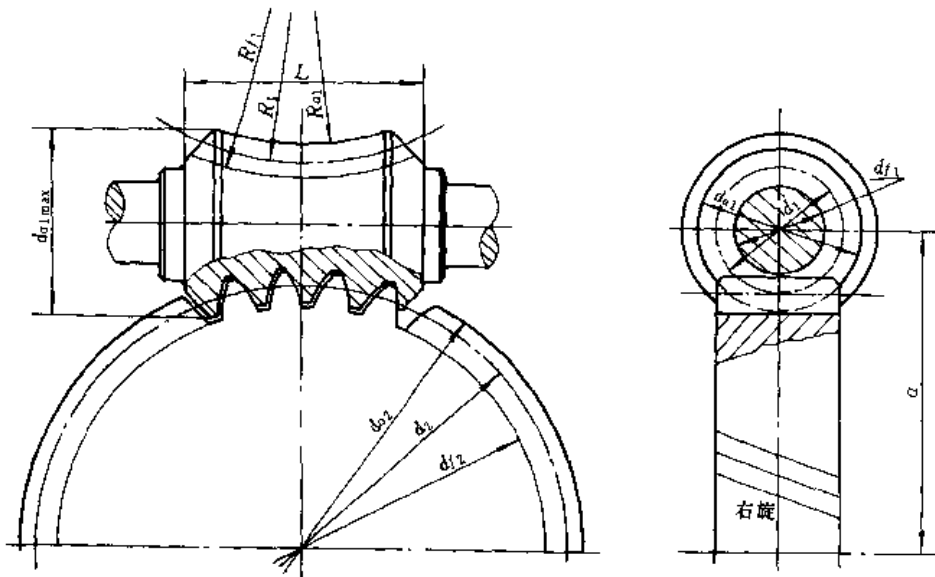


图 6.5-26 渐开线圆柱齿轮-环面蜗杆传动几何尺寸

由于这种传动以齿轮为基本体,所以有人主张,在载荷较轻或精密传动中,将蜗杆改用青铜镶套结构,与淬硬并精磨的渐开线齿轮相配,既可保证跑合后有很高的传动精度而且精度保持性好,而且还可大大节约昂贵的青铜材料。

淬硬蜗杆与青铜蜗轮相配,经跑合和长期磨损后,蜗轮齿面上也会出现洼兜,经过分析,这是在蜗杆入口端出现的二次接触现象。所以这种传动也还可以进一步发展成渐开面二次包络环面蜗杆传动,预计可能在承载能力方面有很大潜力^①。但因滚刀的研制比蜗杆的磨削更为困难,所以至今尚未见在产品上试用。

对于交错角 $\Sigma=90^\circ$ 正交的渐开线齿轮-环面蜗杆传动,在参数选择中,最重要的是合理选择齿轮的分度圆螺旋角 β ,最优的螺旋角 β 值应满足式 (6.5-41) 或式 (6.5-42), β 角过大过小时瞬时接触线的变化趋势

见图 6.5-25。

$$\cot \beta = u \left[\frac{2a}{m_n z_2} \cos \beta - \cos \left(\arctan \frac{\tan 20^\circ}{\cos \beta} \right) \right] \quad (6.5-41)$$

或者

$$\tan \beta_b = \frac{1}{u \left(\frac{a}{r_b} - 1 \right)} \quad (6.5-42)$$

式中 u ——齿数比 $u = \frac{z_2}{z_1}$;

z_2 ——蜗轮齿数; z_1 ——蜗杆头数;

a ——中心距(轴间距);

β ——蜗轮(齿轮)分度圆螺旋角;

β_b ——蜗轮(齿轮)基圆螺旋角;

r_b ——蜗轮(齿轮)基圆半径。

式 (6.5-41) 的解法: 先取环面蜗杆喉部螺旋线导程角

① 《一种无修正且可精确磨削的新型球面蜗杆传动》德里斯登工业大学博士论文摘要, 1988, (郑州机械研究所译, 1974)。——作者注

γ (亦即相当的圆柱蜗杆的螺旋线导程角) 作为 β 的初值 (或 β_0 的初值) 代入, 再将所得结果反复叠代, 实际计算中只需叠代 1~2 次, 计算精度至分 (0.015°) 即可。

啮合区的位置还可用齿轮 (蜗轮) 的变位系数 x_2 来稍加调整, x_2 值一般在 0.5~0.75 以内, 若取 $x_2 > 1$ 应验算齿顶变尖和径向分力是否过大。

蜗轮 (齿轮) 的几何计算与普通渐开线齿轮相同, 蜗杆的其余几何参数可按本篇第 4 章直廓环面蜗杆传动中表 6.4-5~表 6.4-8 选取。正交的渐开线圆柱齿轮-环面蜗杆几何计算见表 6.5-9。

正交传动 ($\Sigma=90^\circ$) 中, 对于蜗轮 (齿轮) 的某一转角位置 φ ($\varphi=0$ 时中截面渐开线齿形基圆起始点位于轴间最短距离线上), 瞬时接触线流动点的坐标 (a, z) 可由下述啮合方程确定:

$$\theta = \frac{\tan^2 \beta_b}{\sin \Phi} \left(\cos \Phi - \frac{a}{r_b} + \frac{1}{u \tan \beta_b} \right) + \tan \alpha \tan^2 \beta_b \quad (6.5-43)$$

当所选用的螺旋角 β 符合式 (6.5-41) 条件时, 则

$$\theta = \frac{\tan^2 \beta_b}{\sin \Phi} (\cos \Phi - 1) + \tan \alpha \tan^2 \beta_b \quad (6.5-44)$$

$$\Phi = \theta + \varphi + \tan \alpha \quad (6.5-45)$$

$$z = p\theta = \frac{d_2}{2 \tan \beta} \cdot \theta \quad (6.5-46)$$

式中 θ ——动点所在端面齿形离中截面原始位置转过的角度。

计算时 $\varphi, \alpha, \theta, \Phi$ 均需以弧度为单位, 对于给定的 φ 角位置 (相隔一个齿距角给定一个值), 从齿根到齿顶选择若干个点 (给出端面压力角 α 值), 先假设初值 $\theta=0$ 代入式 (6.5-45) 算出 Φ , 再按式 (6.5-43) 或式 (6.5-44) 计算 θ 值; 将所得 θ 重新代入式 (6.5-45) 重算 Φ , 再代入式 (6.5-44) 计算 θ , 如此反复叠代 2~3 次, θ 值即可得到计算精确至 0.0001°。表 6.5-10 是几何计算表 6.5-9 中例题的计算结果, 图示见图 6.5-25b。

表 6.5-9 渐开线圆柱齿轮-环面包络蜗杆传动几何计算卡 (参考图 6.5-26)

序号	项 目	代号	公 式 及 说 明	例 题	备 注
1	中心距	a	因试验数据不充分, 目前暂只能按普通圆柱蜗杆传动考虑, 只是载荷系数取 $K=1$	250	初步试验表明, 中心距在 $a=120\text{mm}$ 时, 其承载能力已显著地高于普通圆柱蜗杆传动
2	齿数比	u	$u = \frac{z_2}{z_1}$	34	
3	蜗杆头数	z_1	$u \geq 40$ 时取 $z_1=1$	2	
4	蜗轮 (齿轮) 齿数	z_2	z_2 一般应大于 30~35	68	
5	蜗杆喉部中径 (初选值)	d_1	按直廓环面蜗杆表 6.4-5 中 d_{a1} (减去 2 倍齿顶高) 初选较小值	$d_{a1}=100$ 取 $d_1=85$	d_{a1} 为蜗杆喉部齿顶圆直径
6	蜗轮 (齿轮) 端面模数 (初算值)	m_t	$m_t = \frac{2a - d_1}{z_2}$	6.103	
7	蜗杆喉部螺旋导程角 (初算值)	γ	$\gamma = \arctan \frac{m_t z_1}{d_1}$	8.1718°	
蜗轮 (齿轮) 的几何计算					
8	法向模数	m_n	根据 m_t 取整数	6	
9	分度圆螺旋角	β	用 $\beta=\gamma$ 作为初值, 反复叠代: $\cot \beta = u \left[\frac{2a}{m_n z_2} \cos \beta - \cos \left(\arctan \frac{\tan 20^\circ}{\cos \beta} \right) \right]$ 计算至叠代前后相差在 0.015° (约 1') 内即可, 允许取偏小值	6° (叠代二次) 精确值	蜗轮和蜗杆一般取相同旋向, 根据传动要求决定左、右旋。 一般 $\gamma > \beta > \gamma_{x,m}$
10	端面模数	m_t	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$	6.033	
11	分度圆直径	d_2	$d_2 = m_t \cdot z_2$	410.247	

(续)

序号	项 目	代号	公 式 及 说 明	例 题	备 注
蜗轮(齿轮)的几何计算					
12	端面压力角	α_t	$\tan \alpha_t = \frac{\tan 20^\circ}{\cos \beta}$	20.1014°	
13	基圆直径	d_b	$d_b = d_2 \cos \alpha_t$	385.257	
14	齿顶高	h_a	$h_a = m_n$	6	
15	齿根高	h_f	$h_f = 1.25m_n$	7.5	
16	径向间隙	c	$c = 0.25m_n$	1.5	
17	变位系数	x_2	一般可取 $x_2 = 0$, 当 β 不符合(6.5-41)式时, 需先画出啮合接触线图, 然后选取适当的 x_2 值, 但当 $x_2 > 1$ 时, 应核算齿顶变尖及传动的径向分力	0	$x_2 \geq 0$
18	齿顶圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2x_2m_n + 2h_a$	422.247	
19	齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 + 2x_2m_n - 2h_f$	395.247	
20	齿宽	b	参考表 6.4-5 取较小值	70	
21	传动侧隙	j_n	$j_n = (0.04 \sim 0.06)m_n$	0.24~0.36	
22	公法线 测量尺寸	跨齿数	$k = \frac{z_2}{9} \frac{\operatorname{inv} \alpha_t}{\operatorname{inv} 20^\circ} + \frac{2x_2}{\pi \tan 20^\circ} + 0.5$ 取圆整值	8	
23		公法线 长度	$W_k = m_n \cos 20^\circ [(k-0.5)\pi + z_2 \operatorname{inv} \alpha_t + 2x_2 \tan 20^\circ]$	138.65 _{-0.24} ^{+0.26}	
蜗杆的几何计算					
24	喉部中径	d_1	$d_1 = 2a - (d_2 + 2x_2m_n)$	89.753	
25	喉部齿顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 - 2h_a$	77.75	
26	喉部齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 + 2h_f$	104.75	
27	中环面半径	R_1	$R_1 = \frac{1}{2}(d_2 + m_n)$	205.125	为避免对加工误差的敏感性加工蜗杆的工具齿轮(刀具)齿数应较蜗轮齿数加一个齿
28	齿顶环面半径	R_{a1}	$R_{a1} = R_1 - h_a$	199.125	
29	齿根环面半径	R_{f1}	$R_{f1} = R_1 + h_f$	212.625	
30	蜗杆包容蜗轮的 工作齿数	z'	$z' = \frac{z_2}{(9 \sim 10)}$ 取整数	7	
31	工作部分长度	L_w	$L_w = 2R_{f1} \sin \left[\frac{180(z' - 0.5)}{z_2} \right]$	125.8	
32	螺纹部分总长	L	$L = L_w + \frac{\pi}{2} m_n$ 取圆整值	135	

(续)

序号	项 目	代号	公 式 及 说 明	例 题	备 注
蜗杆的几何计算					
33	大端最大外径	d_{a1max}	$d_{a1max} = 2 \left[a - R_{a1} \cos \left(\frac{180(z' - 0.5)}{z_2} \right) \right]$ 取圆整值	119	
34	喉部最 小齿厚尺 寸	法向齿厚	\bar{s}_{nr}	$\bar{s}_{nr} = (1.387 - 0.643z_2)m_n$	8.32
35		测量齿高	\bar{h}_{nz}	$\bar{h}_{nz} = h_a - 0.182\bar{s}_{nr}$	4.485

表 6.5-10 瞬时接触线的坐标 ($x = p\theta$)

齿轮齿面上考察点所在直径/mm		φ420	φ415	φ410	φ400	φ395
考察点处端面压力角		23.4684°	21.8238°	20.0067°	15.6040°	12.7517°
蜗 轮 (齿 轮) 转 角 位 置 φ	(入 口)					
	$\varphi = -3\theta = -15.882^\circ$	6.744	6.432	6.098	5.834	4.704
	$\varphi = -2\theta = -10.588^\circ$	5.854	5.542	5.204	4.419	3.956
	$\varphi = -\theta = -5.294^\circ$	4.957	4.648	4.313	3.526	3.035
	$\varphi = 0^\circ$	4.047	3.744	3.413	2.635	2.144
	(中截面齿形起点位于中心线上)					
	$\varphi = \theta = 5.294^\circ$	3.119	2.823	2.499	1.734	1.250
	$\varphi = 2\theta = 10.588^\circ$	2.168	1.881	1.567	0.819	0.344
$\varphi = 3\theta = 15.882^\circ$	1.189	0.913	0.609	-0.115	-0.579	
(出 口)						

注： $\theta = \frac{360}{z_2} = 5.294^\circ$ (齿距角)。

由计算结果及图 6.5-25b 可见，当螺旋角 β 值满足式 (6.5-41) 时，蜗轮（齿轮）齿面上瞬时接触线是彼此接近平行的一族相当平坦的曲线。当所选用螺旋角偏小时，每一瞬时接触线实质上呈双曲线状两叶，在渐近线附近的齿面不参加工作（见图 6.5-25a）；当所选用螺旋角 β 值偏大时，每一瞬时接触线也成双曲线状两叶，但其分布方向正好相反，而且在不同瞬时的接触线之间成交叉现象（见图 6.5-25c），因此螺旋角 β 值在不能满足式 (6.5-41) 时，宁可略为偏小。

渐开面二次包络环面蜗杆传动，如能解决蜗杆及滚刀的磨削工艺，那么这种传动是极有希望的，采取间接展成法有可能使工具蜗轮（砂轮）与蜗杆的瞬时接触线位于接近某一截面的话（这时蜗杆齿面接近轨迹曲面），就可用适当的成形砂轮径向铲磨出正确的尖齿滚刀，这可能是解决问题的一条途径。

8 锥面二次包络环面蜗杆传动

8.1 概述

锥面二次包络环面蜗杆传动是介于平面二次包络和直廓两种环面蜗杆之间的又一种新的环面蜗杆传动。它既具有平面包络环面蜗杆可以淬火磨削、制造工

艺较易实现的特点；又具有直廓环面蜗杆可避免蜗轮齿顶齿顶变尖和根切的优点。但是，它在蜗轮齿面接触区面积上不如平面二次包络环面蜗杆传动大，而比直廓环面蜗杆传动的宽；而在齿顶齿顶变尖和根切方面又不如直廓环面蜗杆那样根本不会发生，而平面包络环面蜗杆当速比小于 10 时却难于避免。二次包络环面蜗杆传动的生产方面，已成功的研制出中心距 $a = 100 \sim 710\text{mm}$ 、蜗杆头数 $z_1 = 4 \sim 9$ 的各种规格的多头锥面包络环面蜗杆副，产品曾应用在高速拔丝机、焊管机和大型起重机等设备上。

为了更好地发挥各自的优势，当蜗杆头数为 1~4 时，可制成平面二次包络环面蜗杆副；而当蜗杆头数大于 4 时，则制成锥面二次包络环面蜗杆副。

8.2 形成原理

锥面二次包络环面蜗杆传动的形成原理是：在第一次包络过程（见图 6.5-27）中，是由一个圆锥面作为工具，此圆锥面相当于蜗轮的一个齿面，在当中心距为 a 、速比为 i 的条件下，作相对运动，其包络形成的曲面就是蜗杆齿面。再用与蜗杆齿面相同的工具，在同样条件下的相对运动作第二次包络，就形成蜗轮齿面。这样的蜗杆副，就是锥面二次包络环面蜗杆传动。

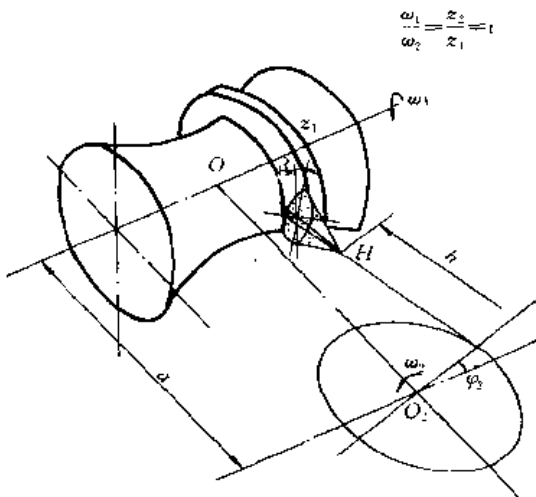


图 6.5-27 锥面第一次包络环面蜗杆的形成过程

8.3 几何计算

锥面二次包络环面蜗杆传动的几何计算与平面二次包络环面蜗杆传动大致相同，只是几个特有参数有所区别。锥面二次包络环面蜗杆传动几何计算卡见表 6.5-11。

图 6.5-28 和图 6.5-29 分别为表 6.5-11 计算结果得出的锥面二次包络环面蜗杆和蜗轮的结构图。

图 6.5-30 为锥面二次包络环面蜗杆传动的齿面接触线分布情况，从图上可以见到锥面二次包络环面蜗杆传动的齿面接触区相对要稍窄些。图 6.5-31 为蜗杆根切界限曲线，图 6.5-32 表示蜗杆边齿变尖情况的轴截面齿廓图。

图 6.5-30~图 6.5-32 的主要参数为：中心距 $a=280\text{mm}$ ，传动比 $i=5$ ，蜗杆头数 $z_1=9$ ，圆锥面倾角 $\beta=40^\circ$ ，圆锥面锥顶角 $\phi=40^\circ$ 。

表 6.5-11 锥面二次包络环面蜗杆传动几何计算卡 (mm)

序号	名称	代号	计算公式及说明	算例
1	中心距	a	根据强度使用要求决定	280
2	传动比	i	由传动要求确定	5
3	蜗杆头数	z_1		9
4	蜗轮齿数	z_2	$z_2 = iz_1$	45
5	蜗杆计算圆直径	d_1	$d_1 = \frac{a^{0.875}}{1.2}$ 取整值	115
6	蜗轮计算圆直径	d_2	$d_2 = 2a - d_1$	445
7	端面模数	m_t	$m_t = \frac{d_2}{z_2}$	9.889
8	齿顶高	h_a	$h_a = 0.7m_t$ 可取近似值	6.85
9	齿根高	h_f	$h_f = 0.9m_t$ 可取近似值	8.65
10	全齿高	h	$h = h_a + h_f$	15.5
11	齿顶隙	c	$c = h_f - h_a$	1.8
12	蜗杆喉部根径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$	97.7
13	蜗杆喉部顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$	128.7
14	蜗杆齿根圆半径	R_{f1}	$R_{f1} = a - 0.5d_{f1}$	231.15
15	蜗杆齿顶圆半径偏心距	E	$E = (1 \sim 2)h$ 视边齿齿顶变尖情况而定	30
16	蜗杆齿顶圆半径	R_{a1}	$R_{a1} = a - a5d_{a1} + E$	245.65
17	蜗轮齿顶圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_a$	458.7
18	蜗轮齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_f$	427.7
19	蜗杆喉部螺旋导程角	γ	$\tan \gamma = \frac{d_2}{d_1 i}$	$37^\circ 44'$
20	齿距角	τ	$\tau = \frac{360^\circ}{z_2}$	8°
21	主基圆直径	d_b	$d_b = \sin(22^\circ \sim 25^\circ)d_2$ 按优先数系选取	180
22	蜗轮计算圆压力角	α	$\sin \alpha = \frac{d_b}{d_2}$	$23^\circ 51'$
23	蜗杆包围蜗轮齿数	z'	$z' \leq \frac{z_2}{10} + 0.5$	4.5
24	包围半角	φ_w	$\varphi_w = 0.5\tau(z' - 0.45)$	$16^\circ 12'$
25	工作起始角	φ_0	$\varphi_0 = a - \varphi_w$	$7^\circ 39'$
26	蜗轮齿宽	b	$b = (0.9 \sim 1)d_{f1}$	90
27	蜗杆工作部分长度	L_w	$L_w = d_2 \sin \varphi_w$	124
28	蜗杆肩带宽度	Δ	$\Delta \leq m_t$	9
29	蜗杆最大外径	D_{a1}	$D_{a1} = 2[a + E - \sqrt{R_{a1}^2 - (0.5L_w)^2}]$	144.6

(续)

序号	名称	代号	计算公式及说明	算例
30	蜗轮齿距	p_2	$p_2 = m_t \pi_z$	31.067
31	蜗轮计算齿厚	s_2	$s_2 = 0.55 p_2$	17.08
32	齿侧隙	j		0.35
33	蜗杆计算齿厚	s_1	$s_1 = p_2 - s_2 - j$	13.63
34	圆锥面倾斜角	β	$\beta \geq \gamma$ 按接触线分布确定	40°
35	蜗杆法向齿厚	s_{n1}	$s_{n1} = s_1 \cos \gamma$	10.78
36	蜗轮法向齿厚	s_{n2}	$s_{n2} = s_2 \cos \gamma$	13.50
37	蜗杆测量齿高	\bar{h}_{a1}	$\bar{h}_{a1} = h_a - 0.5 d_2 \left(1 - \cos \left(\arcsin \frac{s_1}{d_2} \right) \right)$	6.73
38	蜗轮测量齿高	\bar{h}_{a2}	$\bar{h}_{a2} = h_a + 0.5 d_2 \left(1 - \cos \left(\arcsin \frac{s_2}{d_2} \right) \right)$	7.00
39	蜗轮齿冠圆弧半径	r_{a2}	$r_{a2} \approx 0.5 D_{a1}$	70
40	蜗轮最大外径	D_{a2}	$D_{a2} \approx d_{a2} + m_t$ 圆整	470

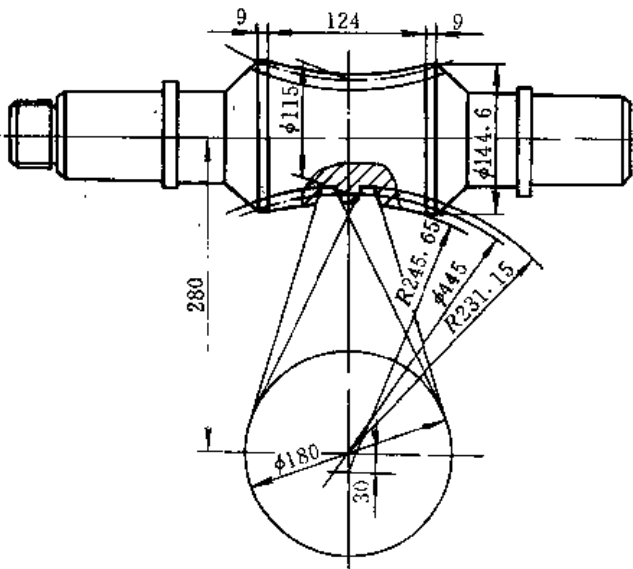


图 6.5-28 锥面二次包络环面蜗杆的结构

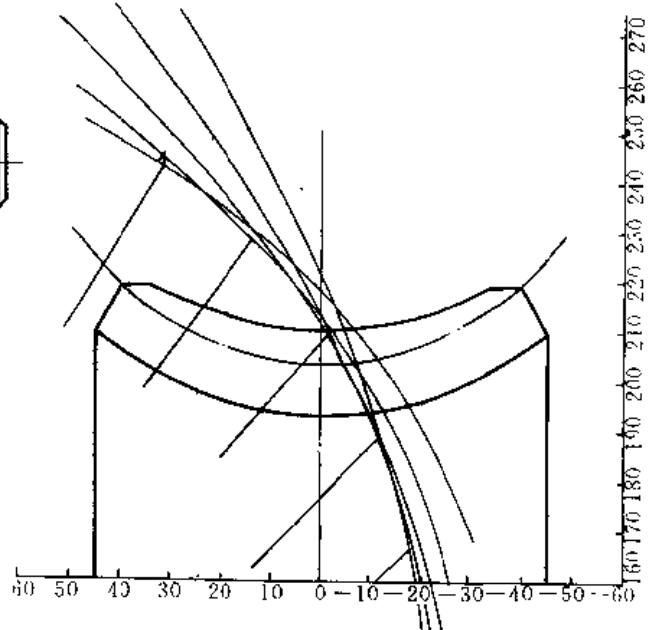


图 6.5-30 锥面二次包络环面蜗轮齿面的接触线分布

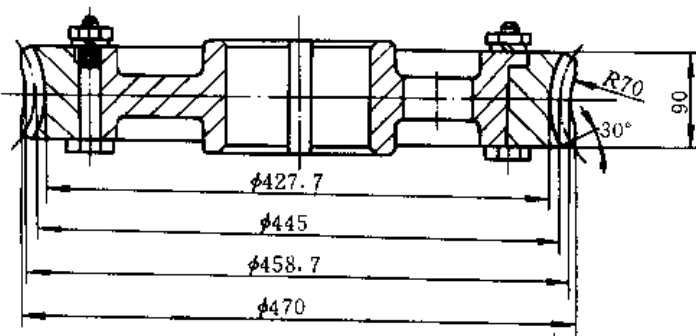


图 6.5-29 锥面二次包络环面蜗轮的结构

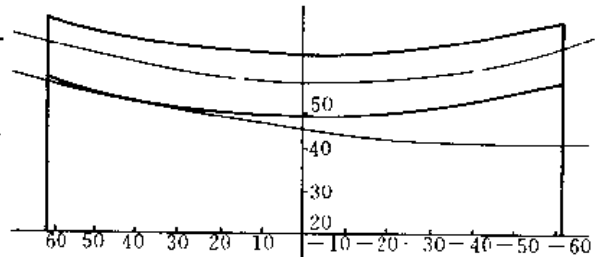


图 6.5-31 锥面二次包络环面蜗杆的根切曲线

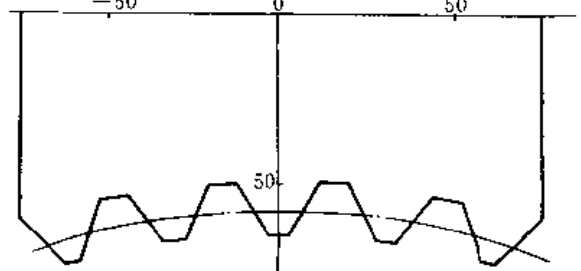


图 6.5-32 锥面二次包络环面蜗杆轴截面齿廓边齿变尖情况

8.4 承载能力及精度规范

锥面二次包络环面蜗杆传动的承载能力，因为其蜗轮齿面的接触面积比平面二次包络环面蜗杆传动稍窄，因此可用平面二次包络环面蜗杆传动的承载能力参数乘以系数 0.9。而它的精度规范可参考平面二次包络环面蜗杆传动。

第6章 锥蜗杆传动

1 概述

1.1 传动特点

锥蜗杆传动适用于传动比 $i_{12} \geq 10$ 的交错轴传动，通常轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ 。锥蜗杆置于锥蜗轮的一侧（见图 6.6-1）。锥蜗杆齿面为阿基米德螺旋面，沿分度锥母线导程相等，可用车、铣、滚压等方法加工。要求精度高、齿面粗糙度数值较低的硬齿面锥蜗杆还需磨齿。锥蜗轮外观像一个曲线齿锥齿轮，用与锥蜗杆基本参数一

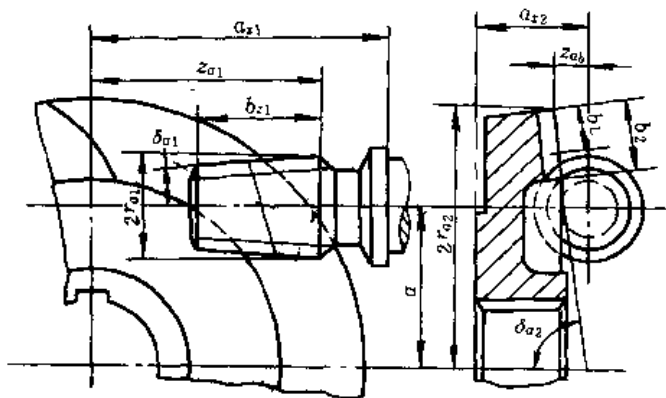


图 6.6-1 锥蜗杆传动示意图

致的锥形滚刀，在普通滚齿机上用范成法加工成，要求精度较高、齿面粗糙度数值较低的锥蜗轮，精滚之后再行滚压或珩磨。批量较大而精度要求不高时，可用压铸、烧结和模锻等方法加工成。

锥蜗杆传动保留着阿基米德圆柱蜗杆传动易于制造和装配、受力后引起蜗杆的轴向移动不致破坏齿面共轭等优点。与此同时，由于锥蜗杆偏置，使它的啮合性能完全不同于阿基米德圆柱蜗杆传动。锥蜗杆传动具有以下主要特点：

1) 重合度大。锥蜗轮的齿在端面内，与锥蜗杆螺旋形成多齿接触，同时接触齿数一般为锥蜗轮齿数的 10%。若增加齿宽，同时接触齿数还可增多。图 6.6-2 和图 6.6-3 所示，实线 i 为锥蜗杆螺旋向着小端内侧 i 面（又称低边）与锥蜗轮凸面的理论啮合区边界线；虚线 e 为锥蜗杆螺旋向着大端外侧 e 面（又称高边）与锥蜗轮凹面的理论啮合区边界线。 i 面传动时由大端啮入， $1, 2, \dots$ 为瞬时接触线； e 面传动时由小端啮入， $1_e, 2_e, \dots$ 为瞬时接触线。图示锥蜗轮有 51 齿，每瞬时有 5 个齿接触。

2) 齿面润滑条件好。锥蜗轮齿面上不存在油膜理论厚度为零的“弱点”；合速度 v_c 与瞬时接触线法线所夹锐角 τ 较小，有利于齿面间形成弹性流体动力润滑。

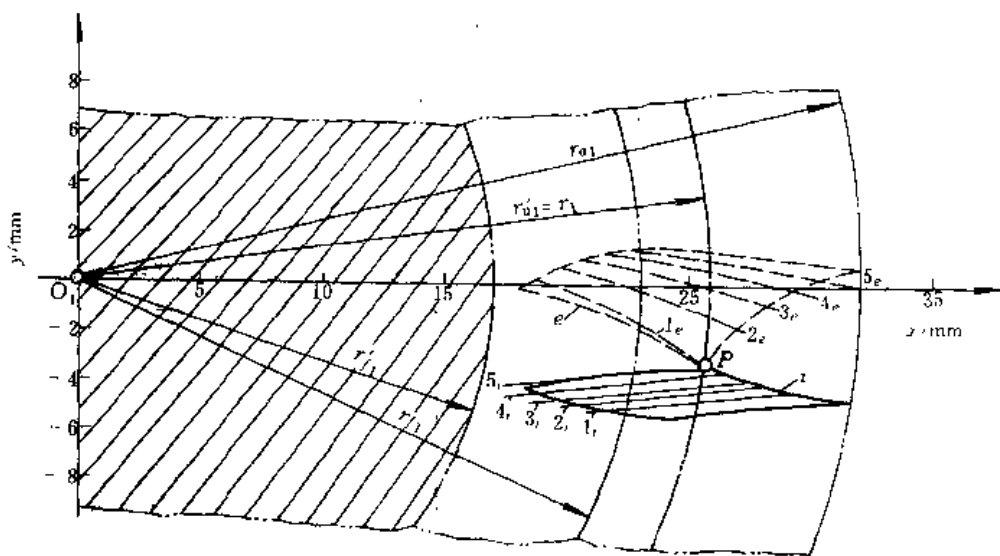


图 6.6-2 啮合面工作区内的瞬时接触线

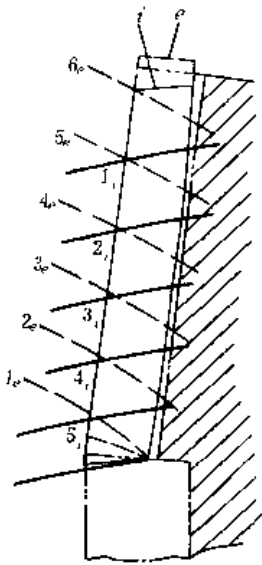


图 6.6-3 瞬时接触线沿锥蜗杆
径向分布位置

图 6.6-4 为锥蜗轮齿面接触点 M 处 τ 角示意图。 v_1 和 v_2 分别为锥蜗杆和锥蜗轮齿面接触点 M 处的速度，它们在 T 平面上确定相对滑动速度 v_{12} 和合速度 v_s 。 Q 为齿面在接触点 M 处的切平面，瞬时接触线的切向量 t 、法向量 N 和相对速度 v_{12} 都在 Q 平面上。合速度 v_s 与瞬时接触线法线方向的夹角 τ 越小，则它在接触线法线方向的分量越大，也就是卷吸速度越大，有利于齿面间弹性流体动力润滑油膜的形成。

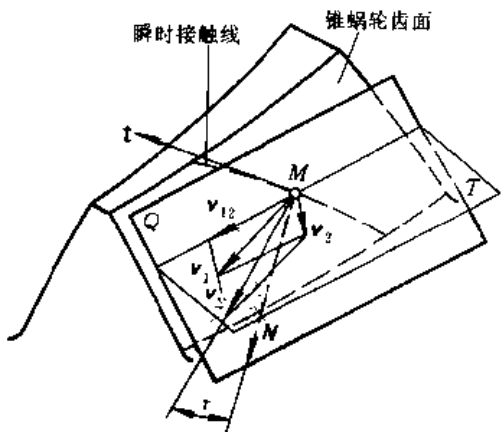


图 6.6-4 锥蜗轮齿面接触点 M 处 τ 角示意图

在图 6.6-5 中，以齿面接触点处锥蜗杆的半径 R_1 为横坐标，合速度 v_s 与瞬时接触线法线所夹锐角 τ 为纵坐标。图中实线为锥蜗杆齿的 i 面啮合边界各点处的 τ 值，虚线为锥蜗杆 e 面啮合边界各点处的 τ 值。从图可看出，在齿面啮合区内， τ 值一般小于 20° 。锥蜗杆 e 面小端齿顶最差， $\tau \approx 38^\circ$ 。 τ 角的平均值比普通圆柱蜗杆传动小得多，因此润滑条件较好。

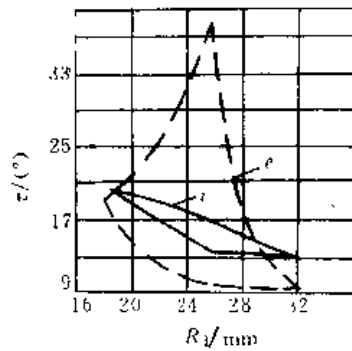


图 6.6-5 i 面和 e 面传动，啮合
边界各点处的 τ 角

3) 轴向移动锥蜗杆，可以调节齿侧间隙而不破坏齿面共轭。

4) 可以兼作离合器使用，结合和脱开都十分灵活，脱开时中心距保持不变。

与圆柱蜗杆传动比较，锥蜗杆传动平稳、承载能力大、效率高、传动比大时结构也很紧凑。当齿面粗糙度数值较低，齿面接触良好，并采用极压润滑油时，还可以用渗碳淬火钢或氮化钢代替青铜作锥蜗轮材料，节约有色金属。由于锥蜗杆带有锥度，制造方面比阿基米德圆柱蜗杆略为复杂一些。

与环面蜗杆传动相比较，锥蜗杆传动制造和装配都较简单；锥蜗杆和锥蜗轮对轴向位置误差不敏感；在轴向力作用下锥蜗杆略有移动时，齿面仍能保持良好的接触。但每瞬时锥蜗轮齿面上只有一条接触线。

能调节齿侧间隙和作离合器使用，则是锥蜗杆传动独具的优点。

由于锥蜗杆偏置，使齿的两侧啮合不对称。正转和反转时传动的受力情况不同，设计不当时，某一方向转动的承载能力较低。为使齿两侧面啮合质量接近，设计计算就十分繁杂，这是锥蜗杆传动的一个缺点。

锥蜗杆传动目前在国内尚未在工业中得到广泛的应用，有待进一步开发。

1.2 锥蜗杆和锥蜗轮的相对位置和最佳旋转方向

当锥蜗杆螺旋角大于锥蜗轮螺旋角 ($\beta_1 > \beta_2$)，而两者螺旋方向相反时，啮合效率较高。为此，左旋锥蜗杆传动（锥蜗轮右旋），蜗杆必须置于图 6.6-6 中 1 或 3 位置；右旋锥蜗杆传动（锥蜗轮左旋），蜗杆必须置于 2 或 4 位置。

锥蜗杆具有较大的轴向力，当它的螺旋内侧面与锥蜗轮齿的凸面啮合时，由大端啮入，轴向力把锥蜗杆推向大端，齿侧间隙增大，比较安全。当锥蜗杆螺

旋的外侧*e*面与锥蜗轮凹面啮合时,由小端啮入,使齿的小端受力较大,且轴向力把锥蜗杆向着小端方向拉,齿侧间隙减小,有时甚至会卡死而断齿。因此,当锥蜗杆传动正反转负荷不相同,应以锥蜗杆螺旋内侧*i*面和锥蜗轮的凸面作为承受较大负荷的工作面。当锥蜗杆为主动件、*i*面与锥蜗轮凸面啮合时,锥蜗杆与锥蜗轮应按图 6.6-6 中箭头所示方向回转(锥蜗杆的旋转方向,根据 ω_1 的指向按右手定则确定)。

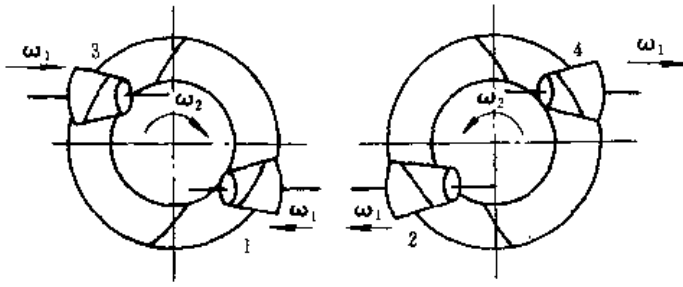


图 6.6-6 锥蜗杆与锥蜗轮的相对位置和最佳旋转方向

1.3 锥蜗杆的齿面和几何参数

采用阿基米德螺旋面为锥蜗杆齿面,轴截面内齿廓为直线,便于制造和检验,可达到较高精度;调节齿侧间隙时,改变锥蜗杆轴向位置并不破坏齿面共轭条件;瞬时接触线的形状和位置也有利于齿面间形成弹性流体动力润滑。

图 6.6-7 所示为锥蜗杆和锥蜗轮的分度锥面,它们的几何参数是确定锥蜗杆传动几何参数和轮坯尺寸的依据。锥蜗杆传动的中心距为 a ,传动比为 i_{12} ,轴交角为 Σ (图中未示出)。两分度锥面的公切点 P 称为分度锥面参考点。 r_1 和 r_2 分别为锥蜗杆和锥蜗轮的分度圆半径, δ_1 和 δ_2 为分度锥角。在 P 点锥蜗杆齿线与锥蜗轮齿线相切,其公切线的方向与该点处相对滑动速度 v_{12} 的方向重合。公切线与分度锥母线所夹锐角 β_1 和 β_2 ,分别为锥蜗杆和锥蜗轮的螺旋角。

锥蜗轮由基本参数与锥蜗杆一致的锥形滚刀展成,锥蜗杆是两传动构件中的基本原件。进行几何参数计算时,把参考点 P 选在锥蜗杆小端齿顶相对应的位置,使锥蜗杆分度圆与小端齿顶圆重合,分度锥与顶锥重合,便于合理选择参数。把锥蜗杆的分度锥角 δ_1 、沿分度锥母线模数 m_s 、直径系数 q (锥蜗杆分度圆直径与 m_s 之比)和轴截面内齿廓参数标准化,可以减少锥形滚刀的品种。

(1) 分度锥角 δ_1 取 $\delta_1=5^\circ$ 为标准值,增大 δ_1 可扩大齿侧间隙微调范围,但沿分度锥母线各点处螺旋角变化太大,难于制造。

(2) 沿分度锥母线模数 m_s 采用与圆柱蜗杆相同的标准模数系列(见表 6.6-1),这样可将加工模数螺旋纹的通用机床略加改装或增添辅具,即可用于加工锥蜗杆。

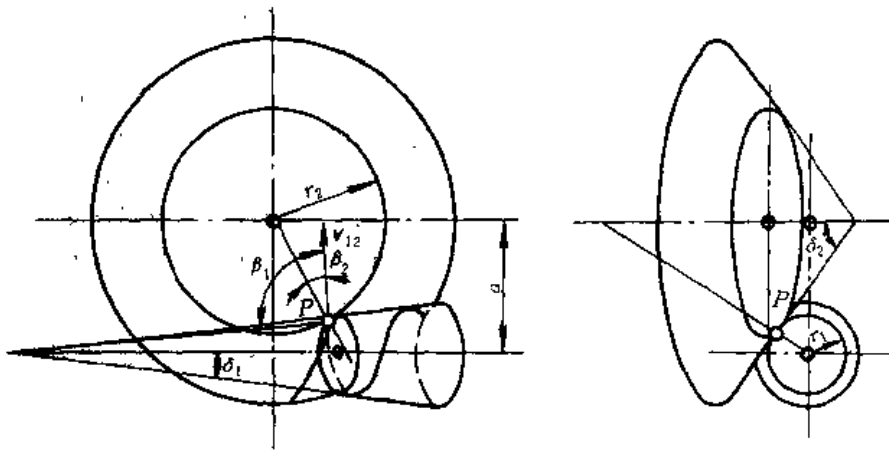


图 6.6-7 锥蜗杆传动的分度锥面

表 6.6-1 锥蜗杆沿分度锥母线模数 m_s 和直径系数 q 推荐值

m_s/mm	1	1.5	2	2.5	3	(3.5)	4	(4.5)	5	6
q	16	15	14	13	12	11				
m_s/mm	(7)	8	(9)	10	12	14	16	20	25	(30)
q	11					10				

(3) 锥蜗杆直径系数 q q 值应使锥蜗杆的刚度足够而直径不过大, 直径加大, 结构尺寸增大, 效率降低。一般可根据 m_s 值取 q 值 (见表 6.6-1)。小模数锥蜗杆传动和刚性较差的锥蜗杆传动, 不受表 6.6-1 推荐值的限制。

(4) 锥蜗杆轴截面内齿廓参数 如图 6.6-8 所示, p_s 为锥蜗杆沿分度锥母线齿距; h 为锥蜗杆全齿高; h_a 为锥蜗杆测量部位的齿顶高; s_1 为锥蜗杆测量部位齿厚。与阿基米德圆柱蜗杆比较, 其主要特点是:

- 1) 齿廓的齿顶线与分度锥母线重合。
- 2) 轴截面齿形角不相等, 根据啮合分析电算结果, 建议锥蜗杆螺旋内侧 i 面取 $\alpha_{xi} = 15^\circ$; 外侧 e 面, 单头锥蜗杆取 $\alpha_{xe} = 25^\circ$, 多头锥蜗杆取 $\alpha_{xe} = 30^\circ$ 。
- 3) 取较小的齿根圆角半径 $\rho_f = 0.2m_s$, 锥蜗杆向小端方向调时, 不致产生齿根干涉。

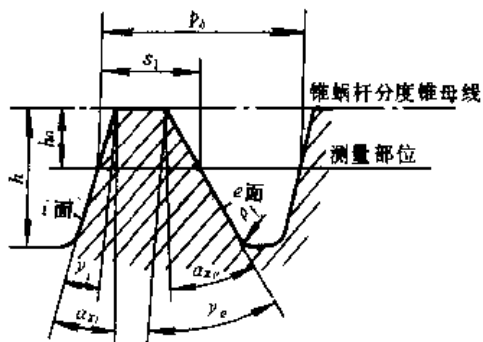


图 6.6-8 锥蜗杆轴截面齿廓

$$p_s = \pi m_s; s_1 = \frac{p_s}{2}; h = 2.25m_s; h_a = 1.0m_s;$$

$$\rho_f = 0.2m_s; \alpha_{xi} = 15^\circ; \alpha_{xe} = 25^\circ \text{ (或 } 30^\circ);$$

$$\nu_i = 10^\circ; \nu_e = -30^\circ \text{ (或 } -35^\circ)$$

(5) 分度锥面上的螺旋角 β_1 和导程角 γ 如图 6.6-9 所示, 锥蜗杆由小端到大端, 随着直径增大, 螺旋角也逐渐增大, 与参考点 P 相对应的分度锥螺旋角 β_1 和导程角 γ 可由下面两式求得:

$$\tan \beta_1 = \frac{q}{z_1}$$

$$\gamma = 90^\circ - \beta_1$$

式中 z_1 —— 锥蜗杆头数。

(6) 齿形倾角 ν 锥蜗杆轴截面内齿廓直线与锥蜗杆端面之间所夹锐角 (见图 6.6-8)。锥蜗杆螺旋内侧 i 面取正值, 外侧 e 面取负值。

$$\nu_i = \alpha_{xi} - \delta_1$$

$$\nu_e = -(\alpha_{xe} + \delta_1)$$

(7) 锥蜗杆的轴向螺旋参数 锥蜗杆沿分度锥母线导程 p_{x0}

$$p_{x0} = p_s z_1 = \pi m_s z_1$$

锥蜗杆轴向导程 p_{xx} (见图 6.6-10, $z_1 = 1$)

$$p_{xx} = p_{x0} \frac{\cos \alpha_x}{\cos \nu} = \frac{\pi m_s z_1 \cos \alpha_x}{\cos \nu}$$

锥蜗杆轴向螺旋参数 p

$$p = \frac{p_{xx}}{2\pi} = \frac{m_s z_1 \cos \alpha_x}{2 \cos \nu}$$

同一锥蜗杆, 由于齿的两侧轴截面齿形角 α_x 不同, 因而轴向导程和轴向螺旋参数亦不相同。

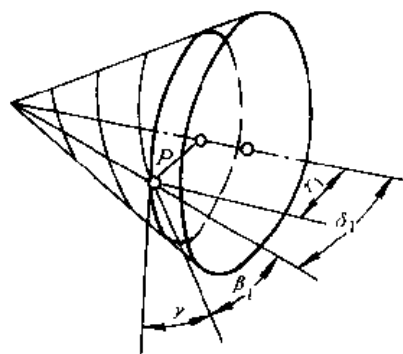


图 6.6-9 锥蜗杆分度锥面上的螺旋角和导程角

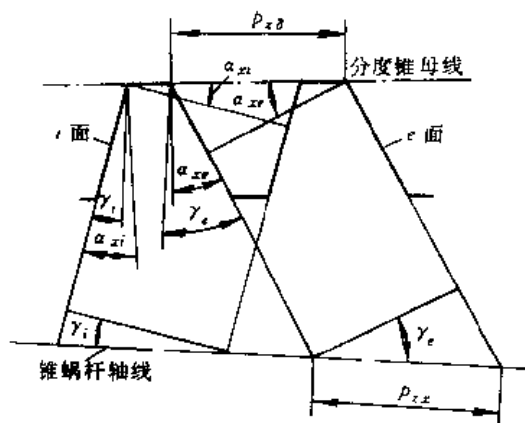


图 6.6-10 锥蜗杆沿分度锥母线导程和轴向导程

1.4 当量圆柱蜗杆传动

为了能直观地对阿基米德锥蜗杆传动和阿基米德圆柱蜗杆传动进行比较, 可将锥蜗杆传动转换成当量阿基米德圆柱蜗杆传动。当量圆柱蜗杆的分度圆半径为

$$r_v = \frac{p}{2 \sin \Sigma} \left[\frac{a}{p} \sin \Sigma - \cos \Sigma - i_{12} + \sqrt{\left(\frac{a}{p} \sin \Sigma - \cos \Sigma - i_{12} \right)^2 + \frac{2a}{p} \sin 2\Sigma} \right]$$

式中 a —— 锥蜗杆传动的中心距。

对于垂直交错轴锥蜗杆传动 ($\Sigma = 90^\circ$)

$$r_v = a - p i_{12}$$

锥蜗杆螺旋两侧面的 p 值不相同,因而当量圆柱蜗杆分度圆半径也不相同,当 r_v 为负值时,当量圆柱蜗杆传动为“内啮合”。

2 锥蜗杆传动原始参数的选择

设计锥蜗杆传动时,先计算分度锥面几何参数,再根据分度锥面几何参数和锥蜗杆轴向计算齿宽 b_{z1} (通常可取 $b_{z1}=0.7a$) 确定轮坯尺寸。

计算分度锥面几何参数时,一般以 i_{12} 、 z_1 、 Σ 、 a 、 m_s 、 q 、 ν_1 和 ν_2 为原始参数。根据设计要求给定 i_{12} 和 Σ ,由齿面强度计算或结构要求确定 a 值。为了减少锥形滚刀的品种,锥蜗杆的参数必须标准化,取锥蜗杆顶锥角 $\delta_{a1}=\delta_1=5^\circ$, z_1 、 q 、 ν_1 和 ν_2 值只能在一定范围内选取。确定 m_s 值时应考虑到,使轮齿避免根切、有足够的弯曲强度和较好的啮合质量。这三个因素都要求 m_s 与中心距 a 之间有一定的关系,取 a 与 m_s 之比为中心距系数,以 a^* 表示: $a^*=a/m_s$

若用电子计算机计算锥蜗杆传动的几何参数,以 i_{12} 、 Σ 、 a 和 ν_1 为固定的原始参数。 ν_2 值在不小范围内变动时,对啮合质量和结构尺寸影响不大,建议取 $\nu_1=10^\circ$ 。根据评价啮合质量和结构尺寸的有关参数和图形,通过人机交互选定其余原始参数 z_1 、 ν_2 、 q 和 a^* (m_s) 值。

不用电算时,所有的原始参数都必须事先给定。锥蜗杆传动的优劣,很大程度上取决于 z_1 、 ν_2 、 q 和 a^* (m_s) 等参数的选择。通常根据 i_{12} 值给出 z_1 值,当 $i_{12} \geq 30$ 时,取 $z_1=1$; 当 $i_{12} \leq 10$ 时,取 $z_1=4$; 其余情况可取 $z_1=2 \sim 3$ 。根据对啮合质量和结构尺寸进行分析和比较得到的结论,多头锥蜗杆宜取 $\nu_2=-35^\circ$ (a_{xx}

$=30^\circ$),单头锥蜗杆宜取 $\nu_2=-30^\circ$ ($a_{xx}=25^\circ$)。若对多头和单头锥蜗杆传动采用统一的齿形倾角 $\nu_1=10^\circ$, $\nu_2=-35^\circ$,则单头锥蜗杆传动齿面接触点沿瞬时接触线法向的诱导曲率半径最小值 ρ_{min} 、较 $\nu_2=-30^\circ$ 时小一些,但不会引起严重后果。一般情况下, q 值可按表 6.6-1 选取,在此之前必须确定 m_s 值,也就是要先给出中心距系数 a^* 值。给定 a^* 值时,则必须考虑到使 m_s 为标准值。

a^* 为定值时,可在较大范围内选择中心距系数 a^* 值。 a^* 值小 (m_s 值大),结构不紧凑。 a^* 值大 (m_s 值小),可能出现以下情况:

- 1) 锥蜗轮齿的凹面小端出现根切。
- 2) 锥蜗轮齿面上啮合区的位置较差。
- 3) 锥蜗杆传动的啮合质量较差。由此可知, a^* 值的正确选择,是锥蜗杆传动几何参数选择的关键。

通过对锥蜗轮齿面根切的研究,文献 [4] 指出:锥蜗轮齿的凹面产生根切的原因是与相啮合的锥蜗杆 e 面存在啮合界线;最易出现根切的部位是锥蜗轮凹面小端齿根;中心距系数 a^* 小于许用最大值 a_{max}^* 时,可以避免根切。同时还指出,按图 6.6-6 确定锥蜗杆和锥蜗轮的相对位置,如果 a^* 选择不当,仍会出现锥蜗杆和锥蜗轮螺旋方向相同的情况,使啮合效率降低。因此选择 a^* 值时,还须保证 $\beta_2 \geq 0^\circ$ 。

表 6.6-2 和表 6.6-3 根据 ν_2 、 i_{12} 、 z_1 和 q 值,列出 $\Sigma=90^\circ$ 时,锥蜗轮齿的凹面无根切且 $\beta_2 \geq 0^\circ$ 的许用最大中心距系数 a_{max}^* 值。对于表中所列范围内其他传动比,可用插入法求得 a_{max}^* 的近似值。

表 6.6-2 $\nu_2=-35^\circ$ 时锥蜗杆传动无根切最大中心距系数 a_{max}^*

i_{12}	z_1	q						
		10	11	12	13	14	15	16
10	4	17.6854	17.7603	17.8177	17.8625	17.8983	17.9272	17.9510
	3	13.4065	13.4387	13.4632	13.4824	13.4976	13.5099	13.5200
20	4	35.4160	36.4760	37.3808	38.1730	38.6880	38.7625	38.8236
	3	28.8131	29.0545	29.1177	29.1670	29.2063	29.2379	29.2638
	2	19.4919	19.5167	19.5356	19.5502	19.5619	19.5713	19.5789
30	3	42.5222	43.3995	44.1669	44.7982	44.8692	44.9265	44.9734
	2	29.9510	29.9958	30.0298	30.0563	30.0772	30.0941	30.1078
	1	15.0718	15.0773	15.0815	15.0848	15.0873	15.0894	15.0911
40	2	40.3127	40.4502	40.5039	40.5455	40.5783	40.6047	40.6262
	1	20.3410	20.3495	20.3560	20.3610	20.3649	20.3681	20.3707
50	1	25.6067	25.6189	25.6281	25.6353	25.6409	25.6454	25.6491
60	1	30.8685	30.8852	30.8978	30.9075	30.9152	30.9213	30.9263
70	1	36.1259	36.1481	36.1648	36.1775	36.1876	36.1956	36.2021

(续)

i_{12}	z_1	q						
		10	11	12	13	14	15	16
80	1	41.3783	41.4072	41.4287	41.4451	41.4579	41.4681	41.4764
90	1	46.6248	46.6618	46.6891	46.7099	46.7261	46.7389	46.7492
100	1	51.8645	51.9113	51.9457	51.9716	51.9917	52.0075	52.0203
110	1	57.0960	57.1548	57.1977	57.2298	57.2545	57.2739	57.2895
120	1	62.3180	62.3913	62.4444	62.4840	62.5142	62.5378	62.5566
130	1	67.3967	67.6195	67.6850	67.7335	67.7702	67.7987	67.8213
140	1	72.3284	72.8379	72.9184	72.9775	73.0221	73.0564	73.0834
150	1	77.2600	77.9085	78.1432	78.2152	78.2691	78.3104	78.3426

表 6.6-3 $\nu_s = -30^\circ$ 时锥蜗杆传动无根切最大中心距系数 a_{max}^*

i_{12}	z_1	q						
		10	11	12	13	14	15	16
10	4	16.8293	16.9101	16.9721	17.0206	17.0593	17.0906	17.1163
	3	12.7758	12.8106	12.8372	12.8580	12.8745	12.8879	12.8988
20	4	35.4160	36.4760	37.3808	37.5256	37.6220	37.7002	37.7644
	3	28.1701	28.2569	28.3233	28.3752	28.4165	28.4499	28.4772
	2	18.9666	18.9927	19.0126	19.0281	19.0405	19.0504	19.0585
30	3	42.5222	43.3995	43.7618	43.8519	43.9236	43.9816	44.0292
	2	29.3211	29.3665	29.4011	29.4281	29.4494	29.4667	29.4808
	1	14.7588	14.7645	14.7688	14.7721	14.7748	14.7769	14.7787
40	2	39.6534	39.7222	39.7746	39.8153	39.8476	39.8737	39.8949
	1	19.9752	19.9837	19.9902	19.9952	19.9906	20.0024	20.0050
50	1	25.1889	25.2008	25.2098	25.2167	25.2223	25.2267	25.2304
60	1	30.3998	30.4156	30.4275	30.4368	30.4441	30.4499	30.4547
70	1	35.6077	35.6280	35.6433	35.6551	35.6645	35.6720	35.6781
80	1	40.8121	40.8377	40.8569	40.8717	40.8834	40.8927	40.9003
90	1	46.0128	46.0444	46.0682	46.0864	46.1007	46.1122	46.1215
100	1	51.2093	51.2480	51.2769	51.2990	51.3164	51.3302	51.3414
110	1	56.4011	56.4480	56.4828	56.5094	56.5302	56.5467	56.5600
120	1	61.5877	61.6439	61.6856	61.7173	61.7420	61.7615	61.7772
130	1	66.7684	66.8354	66.8850	66.9225	66.9516	66.9745	66.9930
140	1	71.9424	72.0219	72.0805	72.1250	72.1588	72.1856	72.2071
150	1	77.1090	77.2028	77.2717	77.3235	77.3634	77.3946	77.4195

选定的中心距系数 $a^* \leq a_{max}^*$ 时, 锥蜗轮齿的凹面
无根切, 可不再进行根切校核。图 6.6-11 为 $a^* = a_{max}^*$
时锥蜗轮齿的凹面上啮合界线对应曲线 (图中实线
 Φ_s) 和曲率干涉界线 (图中虚线 ψ)。两类界线都在锥
蜗轮齿面之外, 不会引起根切。两类界线中, 啮合界线
比曲率干涉界线更易引起根切。

图 6.6-11 中, 实线 i 为锥蜗杆 i 面和锥蜗轮凸面
啮合时, 锥蜗轮齿凸面的理论啮合区边界线; 虚线 e 为
 e 面与凹面啮合时, 齿凹面理论啮合区边界线。齿大端
和小端的边界线, 按锥蜗杆大端和小端可能参加啮合

的齿面宽计算。

选用的中心距系数 a^* 接近 a_{max}^* 时, 虽然可以使齿
面避免根切和得到最紧凑的结构尺寸。但是对于传动
比较大的多头锥蜗杆传动 (图 6.6-12a 和图 6.6-11b)
和传动比较大的单头锥蜗杆传动 (图 6.6-11d), 齿面
接触区位置较差。锥蜗轮凸面大端相当一部分齿面不
能参加工作, 凹面小端进入啮合时只有齿根一小部分
接触, 齿面很容易损坏。此外, 只有从锥蜗杆两端大幅
度地增加齿宽设计成的锥形滚刀, 才可能完整地范成
锥蜗轮的齿面。上述缺点无论对锥蜗杆传动的制造和

使用都是非常不利的。在这种情况下,只有减小 a^* 值,以增大结构尺寸为代价,得到合理的啮合区位置(图6.6-12b)。

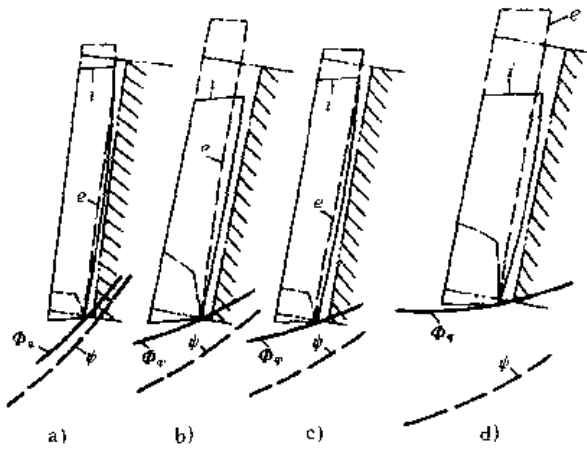


图 6.6-11 锥蜗轮齿面的理论啮合区和齿的凹面上啮合界线对应曲线(Φ_p 曲线)以及曲率干涉界线(ψ 曲线)($m_s=1, q=13, b_{z1}=17.5, \nu_s=10$)

- a) $i_{12}=40, z_1=1, \nu_s=-25^\circ, a_{max}^*=19.5946$
- b) $i_{12}=40, z_1=2, \nu_s=-25^\circ, a_{max}^*=39.0067$
- c) $i_{12}=40, z_1=1, \nu_s=-35^\circ, a_{max}^*=20.3609$
- d) $i_{12}=110, z_1=1, \nu_s=-25^\circ, a_{max}^*=55.7821$

当 a^* 值接近 a_{max}^* 值时,锥蜗杆 e 面小端齿顶处,合速度与瞬时接触线的法线所夹锐角很大,不利于齿面向形成弹性流体动力润滑,限制了锥蜗杆传动承载能力的增加。适当地减小 a^* 值,可以改善 e 面传动的啮合质量。

总之,减小 a^* 值,可以得到合理的啮合区位置;有

利于齿面间形成弹性流体动力润滑; a^* 的减小使 m_s 增大,从而使轮齿的弯曲强度也增加。但是,减小 a^* 值使锥蜗杆传动的结构尺寸增大。因此,选择 a^* 值时,必须考虑到既可保证啮合质量,又可得到比较紧凑的结构。对于传递动力的锥蜗杆传动,建议把锥蜗杆 e 面小端齿顶处合速度与瞬时接触线的法线之间所夹锐角 $|\tau_c|$ 控制在一定数值,按 $|\tau_c|$ 值来选择 a^* 值。

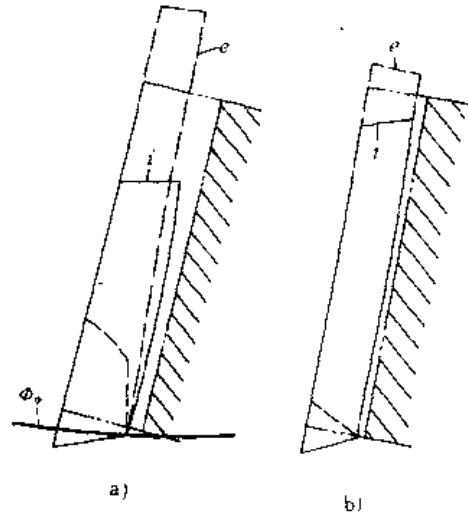


图 6.6-12 不同 a^* 值时锥蜗轮齿面的啮合区($i_{12}=20, z_1=4, m_s=1, q=13, b_{z1}=17.5, \nu_s=10, \nu_s=-35^\circ$)

- a) $a^*=a_{max}^*=38.5961$ b) $a^*=33$

表 6.6-4 和表 6.6-5 分别为 $|\tau_c| \approx 45^\circ$ 和 $|\tau_c| \approx 60^\circ$ 时,在 $\Sigma=90^\circ, \delta_1=5^\circ$ 和 $\nu_s=-35^\circ$ 的条件下,根据 i_{12}, z_1 和 q 值不同搭配计算出的 a^* 值。表 6.6-6 为 $\Sigma=90^\circ, \delta_1=5^\circ, \nu_s=-30^\circ$ 和 $|\tau_c| \approx 45^\circ$ 时的 a^* 值。

表 6.6-4 $\nu_s=-35^\circ, |\tau_c| \approx 45^\circ$ 时的 a^* 值

i_{12}	z_1	q						
		10	11	12	13	14	15	16
10	3	9.514	10.093	10.522	10.855	11.121	11.338	11.519
	4	8.672	10.407	11.590	12.449	13.102	13.615	14.030
20	2	17.547	17.767	17.941	18.084	18.203	18.304	18.391
	3	24.076	24.780	25.307	25.718	26.048	26.320	26.549
30	4	27.281	29.356	30.778	31.815	32.607	33.234	33.743
	1	14.431	14.489	14.536	14.577	14.612	14.642	14.669
40	2	27.527	27.789	27.998	28.171	28.315	28.439	28.546
	3	38.660	39.480	40.096	40.579	40.968	41.290	41.562
50	1	19.530	19.599	19.657	19.706	19.749	19.786	19.819
	2	37.500	37.801	38.043	38.244	38.412	38.557	38.683
60	1	24.620	24.700	24.768	24.826	24.876	24.921	24.960
	1	29.703	29.794	29.871	29.937	29.996	30.047	30.093

(续)

i_{12}	z_1	q						
		10	11	12	13	14	15	16
70	1	34.779	34.881	34.967	35.042	35.108	35.166	35.218
80	1	39.851	39.962	40.058	40.141	40.214	40.279	40.337
90	1	44.917	45.039	45.143	45.234	45.314	45.386	45.450
100	1	49.979	50.111	50.224	50.323	50.410	50.487	50.557
110	1	55.037	55.178	55.300	55.406	55.501	55.585	55.661
120	1	60.092	60.242	60.372	60.486	60.587	60.677	60.759
130	1	65.143	65.303	65.441	65.562	65.670	65.766	65.854
140	1	70.192	70.360	70.506	70.634	70.749	70.851	70.944
150	1	75.237	75.414	75.568	75.703	75.824	75.933	76.031

表 6.6-5 $\nu_s = -35^\circ, |\tau_s| \approx 60^\circ$ 时的 a^* 值

i_{12}	z_1	q						
		10	11	12	13	14	15	16
10	3	11.361	11.630	11.842	12.012	12.153	12.270	12.370
	4	13.609	14.213	14.677	15.043	15.339	15.583	15.789
20	3	26.247	26.607	26.892	27.124	27.315	27.478	27.617
	4	32.964	33.759	34.370	34.856	35.251	35.579	35.856

表 6.6-6 $\nu_s = -30^\circ, |\tau_s| \approx 45^\circ$ 时的 a^* 值

i_{12}	z_1	q						
		10	11	12	13	14	15	16
30	1	14.118	14.181	14.233	14.276	14.313	14.345	14.373
40	1	19.193	19.267	19.329	19.380	19.424	19.462	19.496
50	1	24.263	24.347	24.418	24.477	24.529	24.573	24.612
60	1	29.327	29.422	29.501	29.569	29.627	29.678	29.723
70	1	34.386	34.492	34.580	34.656	34.721	34.778	34.828
80	1	39.442	39.558	39.654	39.737	39.809	39.873	39.928
90	1	44.494	44.619	44.725	44.815	44.894	44.963	45.024
100	1	49.543	49.678	49.791	49.889	49.974	50.050	50.116
110	1	54.589	54.733	54.855	54.960	55.051	55.133	55.205
120	1	59.632	59.785	59.915	60.027	60.125	60.212	60.290
130	1	64.672	64.834	64.972	65.091	65.196	65.289	65.371
140	1	69.711	69.881	70.027	70.153	70.264	70.362	70.450
150	1	74.747	74.926	75.079	75.212	75.329	75.433	75.526

对于 $z_1 \geq 3$ 的锥蜗杆传动, 建议把 $|\tau_s|$ 值控制在 60° 左右, 参考表 6.6-5 选取 a^* 值。当 $z_1 \leq 2$ 时, 把 $|\tau_s|$ 值控制在 45° 左右, 根据 ν_s 值, 参考表 6.6-4 和表 6.6-6 选 a^* 值。表所列范围内的其他传动比, 可用插入法求得近似的 a^* 值。

按中心距 a 标准值系列化的锥蜗杆减速器, 要求所选的 z_1 、 q 和 a^* 值能使传动比不同而中心距相同的锥蜗杆传动, 采用相同的箱体。

如果用不加任何改装的普通滚齿机加工锥蜗轮, 给定原始参数时还需要注意到, 所设计的锥蜗轮是否

会与滚刀架相碰? 滚刀架是否允许锥形滚刀偏置到所要求的位置?

3 失效形式和设计步骤

锥蜗杆传动齿面间相对滑动速度较大, 失效的主要形式仍然是齿面破坏, 如齿面磨损、胶合和发展性点蚀等。只有在较大过载的情况下才会引起断齿。锥蜗杆传动的强度计算归结为齿面耐久性计算。

齿面耐久性, 在很大程度上取决于锥蜗杆和锥蜗轮的材料、热处理、采用的润滑油以及齿面加工质量。

根据试验和生产使用结果,文献[28]中综合地给出了齿面磨损系数曲线,作为齿面耐久性计算的依据。

工艺水平不高的情况下,应优先采用钢制锥蜗杆与镍锡青铜锥蜗轮配对,镍锡青铜锥蜗轮易于跑合,且抗胶合的能力较强。如果选用钢制锥蜗杆与钢制锥蜗轮配对,则必须保证:

1) 锥蜗杆和锥蜗轮均为硬齿面,且两齿面表面粗糙度的数值较小。

2) 两齿面具有良好的接触区,承受载荷时齿面受力均匀。

3) 选用极压润滑油(如准双曲面齿轮油)。

只有这样才能得到较大的承载能力和较高的啮合效率,否则效果是很差的。

设计动力锥蜗杆传动分三步进行:

1) 根据齿面耐久性计算经验公式确定中心距 \bar{a} ,并由 \bar{a} 值和中心距系数 a^* 值确定沿分度锥母线模数 m_s 值;

2) 根据 a 和 m_s 值计算锥蜗杆传动的几何参数。

3) 按齿面耐久性校核许用输出转矩和许用输出功率。

进行计算时,以锥蜗杆和锥蜗轮分度锥面的相切点 P 作为几何参数计算参考点;以齿面中点 M 为齿面耐久性的计算点,得到的结果近于平均值。

4 锥蜗杆传动中心距估算

已知输出功率、锥蜗杆转速、传动比 i_{12} 、选用的

材料和润滑油,两轴垂直交错锥蜗杆传动($\Sigma=90^\circ$),可按齿面耐久性计算经验公式,确定中心距近似值 \bar{a} (mm),即

$$\bar{a}=28.34\left(\frac{P_2}{K_c K_v K_i}\right)^{0.373} \quad (6.6-1)$$

式中 P_2 ——输出功率(kW);

K_c ——齿面耐久性材料系数。锥蜗杆和锥蜗轮均为淬硬钢,采用极压润滑油时,取 $K_c=0.002$;锥蜗杆为淬硬钢,锥蜗轮为镍锡青铜,采用标准蜗轮润滑油时,取 $K_c=0.0012$;

K_v ——速度系数;

$$K_v=n_1^{0.546}-7 \quad (6.6-2)$$

n_1 ——锥蜗杆转速(r/min);

K_i ——传动比系数;

$$K_i=\frac{36}{(i_{12})^{0.64}}-1 \quad (6.6-3)$$

式(6.6-1)适用于 $25\text{mm}<a<130\text{mm}$;式(6.6-

2)适用于 $100\text{r/min}<n_1<3000\text{r/min}$;式(6.6-3)适用于 $10<i_{12}<100$ 。

求得 \bar{a} 值之后,可按具体用途,由中心距 \bar{a} 和表6.6-4、表6.6-5以及表6.6-6中相应的 a^* 值求得 m_s 近似值,并按表6.6-1取相近的 m_s 标准值。再由 m_s 标准值和 a^* 值求得 a 值并加以圆整。

估算锥蜗杆传动中心距 a 值的步骤和实例见表6.6-7。

表 6.6-7 锥蜗杆传动($\Sigma=90^\circ$)中心距计算

序号	名称	符号	计算公式或说明	算例
(1) 原始参数和工作条件				
1	传动比	i_{12}		51
2	轴交角	Σ		90°
3	锥蜗杆转速 r/min	n_1		1500
4	输出功率/kW	P_2		5.219
5	材料		锥蜗轮、锥蜗杆均为淬硬钢,齿面硬度 60~62HRC	
6	润滑油		极压润滑油	
7	工作条件		1. 双向传递动力 2. 每日工作 8~10 小时,不受反复冲击载荷	
(2) 确定中心距 a 和沿分度锥母线模数 m_s				
8	材料系数	K_c	根据材料和润滑油选定	0.002
9	速度系数	K_v	$K_v=n_1^{0.546}-7$	47.218
10	传动比系数	K_i	$K_i=\frac{36}{(i_{12})^{0.64}}-1$	1.907

(续)

序号	名称	符号	计算公式或说明	算例
11	中心距近似值/mm	\bar{a}	$\bar{a}=28.34\left(\frac{P_2}{K_r K_v K_f}\right)^{0.373}$	99.486
12	中心距系数	a^*	取 $\nu_s = -30^\circ, q=13$ 由表 6.6-6 用插人法求得	24.986
13	锥蜗杆沿分度锥母线模数/mm	m_s	由 \bar{a} 值和 a^* 值算出 m_s 值,按表 6.6-1 取相近的标准值	4
14	中心距/mm	a	根据 m_s 和 a^* 值算出 a 值并加以圆整	100

5 锥蜗杆和锥蜗轮的几何参数计算

根据齿面耐久性估算中心距 a , 并确定 m_s 之后, 可按表 6.6-8 计算锥蜗杆和锥蜗轮的几何参数 (图 6.6-1、图 6.6-7 和图 6.6-8)。为了便于使用该表, 将有关问题按序号作如下说明:

(1) 序号 (1) 和 (4) i_{12} 和 Σ 值按设计要求给定, 应使 $90^\circ - \nu_s < \Sigma < 90^\circ - \nu_r$ 。

(2) 序号 (6) 利用靠模板加工锥蜗杆时, 为了便于配换挂轮, 取工艺模数 m_0 为标准值。由于 $m_0 - m_s \cos \delta_1 = 0.99619m_s$, m_0 与 m_s 相差甚微, 除表 6.6-8 中第 10 栏应代人 $m_s = 1.00382m_0$ 之外, 其余各栏均以 m_0 代替 m_s 。

(3) 序号 (7) 小模数锥蜗杆传动或锥蜗杆刚度较差时, q 值可不受表 6.6-1 的限制。

(4) 序号 (13) 取 $\alpha_{r1} = 15^\circ$; 当 $z_1 = 1$ 时, 取 $\alpha_{rr} = 25^\circ$, 当 $z_1 > 1$ 时, 取 $\alpha_{rr} = 30^\circ$ 。

(5) 序号 (23) ~ (27) 用迭代法求 x 值。第 I 次计算时, (23) ~ (27) 中的 \bar{x} 和 \bar{y} 值, 应以 (27)

和 (28) 中第 1 次计算所得 x 和 y 值代人。

(6) 序号 (34) (34) 中的 a 值与 (5) 中原始参数 a 值比较, 允许计算误差为 $\pm 0.001\text{mm}$ 。若超差, 则须继续进行迭代, 直到 a 值的误差在允许范围内。

(7) 序号 (35) ~ (37) 若 ν_s 为 -30° 或 -35° , 由表 6.6-2 或表 6.6-3 可求得 a_{\max}^* 值。当 $a^* \leq a_{\max}^*$ 值, 可不进行 (35) ~ (37) 各栏计算。若 a_{rr} 不按推荐值选取, 须对上述各栏进行计算, 得到的 a_s^* 为负值时, 锥蜗轮齿的凹面将产生根切, 必须减小 a^* 值重新计算。

(8) 序号 (43) 取锥蜗杆轴向计算齿宽 $b_{s1} = 0.7a$ 。经齿面耐久性校核 (见表 6.6-11), 若不足或过分富余, 可酌情增减。

(9) 序号 (47) 和 (69) 考虑到使 (48) 和 (70) 中的 a_{r1} 和 a_{r2} 值得到圆整, a_{01} 和 a_{02} 由结构图确定。

(10) 序号 (51) γ_M 为磨锥蜗杆螺旋或在万能工具显微镜上检验锥蜗杆时, 砂轮轴或万能工具显微镜镜管倾斜的角度。

表 6.6-8 锥蜗杆传动几何参数计算卡

序号	名称	符号/单位	计算公式或说明	算例	
(1) 原始参数					
1	传动比	i_{12}		51	
2	锥蜗杆头数	z_1	根据 i_{12} 按表 6.6-6 选取	1	
3	锥蜗轮齿数	z_2	$z_2 = i_{12} z_1$	51	
4	轴交角	$\Sigma / (^\circ)$		90°	
5	中心距	a / mm	由经验公式估算 (见表 6.6-7)	100	
6	锥蜗杆沿分度锥母线模数	m_s / mm	由 a 值和 a^* 值确定 (见表 6.6-7)	4	
7	锥蜗杆直径系数	q	按表 6.6-1 选取	13	
8	锥蜗杆分度锥角	$\delta_1 / (^\circ)$	采用标准值	5°	
9	螺旋方向	锥蜗杆	左旋锥蜗杆传动, 锥蜗杆左旋, 锥蜗轮右旋; 右旋锥蜗杆传动则相反	右旋	
		锥蜗轮		左旋	
10	全齿高	锥蜗杆	h / mm	$h = 2.25m_s$	9
		锥蜗轮	h_{\max} / mm	$h_{\max} = 2.25m_s$	9

(续)

序号	名称	符号/单位	计算公式或说明	算例
11	工作齿高	h_w/mm	$h_w = 2.0m_s$	8
12	齿根圆角半径	ρ_f/mm	$\rho_f = 0.2m_s$	0.8
13	锥蜗杆轴线 截面齿形角	i 面	$\alpha_{xi}/(^{\circ})$	15°
		e 面	$\alpha_{xe}/(^{\circ})$	25°
14	锥蜗杆齿形 倾角	i 面	$\nu_i/(^{\circ})$	10
		e 面	$\nu_e/(^{\circ})$	-30

(2) 分度锥面几何参数计算

15	锥蜗杆分度圆半径	r/mm	$r = \frac{mq}{2}$	26.00000000	
16	锥蜗杆参考点螺旋角	$\beta_1/(^{\circ})$	$\beta_1 = \arctan\left(\frac{q}{z_1}\right)$	85.60129465	
17		a_p	$a_p = \frac{\tan\beta_1}{\cos\delta_1} - \frac{a}{r_1} \cot\Sigma$	13.04965790	
18		e_p	$e_p = r_1 \left(\frac{i_{12}}{\sin\Sigma} + \cot\Sigma \right) - \frac{a \tan\beta_1}{\cos\delta_1}$	21.03420972	
19		b_p	$b_p = e_p + r_1 \tan\delta_1$	23.30891497	
20		\tilde{x}_p	$\tilde{x}_p = ar_1(\tan\delta_1 + \cot\Sigma)$	227.4705252	
21	参考点 y 坐标近似值	\tilde{y}	$\tilde{y} = \frac{1}{2a_p} \left(\sqrt{b_p^2 + 4a_p \tilde{x}_p} - b_p \right)$	3.37542872	
22	参考点 x 坐标近似值	\tilde{x}	$\tilde{x} = \sqrt{r_1^2 - \tilde{y}^2}$	25.77983183	
23		b_p	$b_p = e_p + \tilde{x} \tan\delta_1$	i 23.28965275	k 23.28984229
24		c_p	$c_p = a\tilde{x} \left(\tan\delta_1 + \frac{\tilde{x}}{r_1} \cos\Sigma \right)$	225.5443033	225.5632569
25		Δf	$\Delta f = a_p \tilde{y}^2 + b_p \tilde{y} - c_p$	1.86118435	-0.00103361
26		Δx	$\Delta x = \frac{\Delta f}{\tilde{x} \left(2a_p + \frac{b_p}{\tilde{y}} + \frac{2a}{r_1} \cot\Sigma \right) + (a - \tilde{y}) \tan\delta_1}$	0.00216641	-0.00006120
27	参考点的 x 坐标值	x	$x = \tilde{x} + \Delta x$	25.78199824	25.78199704
28	参考点的 y 坐标值	y	$y = \sqrt{r_1^2 - x^2}$	3.35984624	3.35985545
29	参考点的 z 坐标值	z	$z = \frac{1}{y} [r_1(a-y)\tan\delta_1 + xa \cot\Sigma]$	65.42776847	
30	锥蜗轮分度圆半径	r_2/mm	$r_2 = \sqrt{(x \cos\Sigma - z \sin\Sigma)^2 + (a-y)^2}$	116.7052288	
31	锥蜗轮分度锥角	$\delta_2/(^{\circ})$	$\delta_2 = \arctan \left\{ \frac{1}{r_2} \left[x \left(\frac{a}{y \sin\Sigma} - \sin\Sigma \right) - x \cos\Sigma \right] \right\}$	81.05640903	
32	锥蜗轮参考点螺旋角	$\beta_2/(^{\circ})$	$\beta_2 = \arctan \left\{ \frac{\cos\delta_2}{r_2 y} \left[xz - (r_1^2 - ay) \cot\Sigma - \frac{r_2^2}{i_{12} \sin\Sigma} \right] \right\}$	29.37563851	
33	锥蜗杆、锥蜗轮参考点螺旋角之差	$\beta_{\Sigma}/(^{\circ})$	$\beta_{\Sigma} = \beta_1 - \beta_2$	56.22565614	
34	中心距	a/mm	$a = \frac{\sin\beta_{\Sigma}}{\sin\Sigma} (r_1 \cos\delta_2 + r_2 \cos\delta_1)$	100.00000000	

(续)

序号	名称	符号/单位	计算公式或说明	算例
35	极限压力角	$a_0/(\circ)$	$a_0 = \arctan \left[\frac{r_1 \sin \beta_1 \sin \delta_2 - r_2 \sin \beta_2 \sin \delta_1}{\cos \beta_2 (r_1 \cos \delta_2 + r_2 \cos \delta_1)} \right]$	17.13442246
36	锥蜗杆 e 面法向齿形角	$a_{ne}/(\circ)$	$a_{ne} = \arctan (\tan a_{xe} \sin \beta_1)$	24.93532595
37	锥蜗杆 e 面传动的啮合角	$a'_e/(\circ)$	$a'_e = a_{ne} - a_0$	7.80090259
38	两轴公垂线至锥蜗轮分度圆所在平面间的距离	z_b/mm	$z_b = x \sin \Sigma + z \cos \Sigma$	25.78199704

(3) 锥蜗杆几何参数计算

39	测量部位齿顶高	h_a/mm	$h_a = 1.0m_s$	4.00000000
40	沿分度锥母线齿距	p_s/mm	$p_s = \pi m_s$	12.56637061
41	测量部位平行于分度锥母线方向的齿厚	s_1/mm	$s_1 = \frac{p_s}{2}$	6.28318531
42	顶锥角	$\delta_{a1}/(\circ)$	$\delta_{a1} = \delta_1$	5.00000000
43	轴向计算齿宽	b'_{x1}/mm	取 $b'_{x1} = 0.7a$	70.00000000
44	轴向实际齿宽	b_{x1}/mm	$b_{x1} = b'_{x1} + m_s$	74.00000000
45	大端顶圆半径	r_{a1}/mm	$r_{a1} = r_1 + b_{x1} \tan \delta_1$	32.47416110
46	顶锥定位尺寸	z_{a1}/mm	$z_{a1} = z + b_{x1}$	139.42776850
47	轴向定位基面至大端顶圆所在平面间的距离	a_{o1}/mm	绘装配图确定	30.57223150
48	安装距	a_{x1}/mm	$a_{x1} = z_{a1} + a_{o1}$	170.00000000
49	参考点导程角	$\gamma/(\circ)$	$\gamma = 90^\circ - \beta_1$	4.39870535
50	齿面中点参考圆半径	r_{m1}/mm	$r_{m1} = r_1 + \frac{b'_{x1}}{2} \tan \delta_1 - \frac{h_a}{\cos \delta_1}$	25.04682387
51	齿面中点导程角	$\gamma_m/(\circ)$	$\gamma_m = \arctan \left(\frac{m_s z_1}{2r_{m1}} \right)$	4.56540671

(4) 锥蜗轮几何参数计算

52	大端顶圆半径近似值	\tilde{r}_{a2}/mm	$\tilde{r}_{a2} = \sqrt{a^2 + (z + b'_{x1})^2}$	168.34690510
53		\tilde{r}'_{a2}	$\tilde{r}'_{a2} = r_2 + h_w \cos \delta_2$	117.94892470
54		A_1	$A_1 = \tan^2 \delta_2 + \frac{\tan^2 \beta_2}{\cos^2 \delta_2}$	132.8818084
55		B_1	$B_1 = 2\tilde{r}'_{a2} \tan \delta_1$	1498.950182
56		C_1	$C_1 = \tilde{r}'_{a2}{}^2 - \tilde{r}_{a2}{}^2$	-14428.73162
57		\tilde{z}_a	$\tilde{z}_a = \frac{1}{2A_1} (-B_1 + \sqrt{B_1^2 - 4A_1C_1})$	6.20866112
58	顶锥角	$\delta_{a2}/(\circ)$	$\delta_{a2} = \arctan \left[\frac{1}{\tilde{z}_a} (\tilde{r}_{a2} - \tilde{r}'_{a2}) \right]$	82.97696622
59		A_2	$A_2 = A_1 \left(\frac{A_1}{\tan^2 \delta_{a2}} - 1 \right)$	135.0971564

(续)

序号	名称	符号/单位	计算公式或说明	算例
60		B_2	$B_2 = B_1 \left(\frac{A_1}{\tan^2 \delta_{a2}} - 1 \right)$	1523.940030
61		C_2	$C_2 = \frac{B_1^2}{4 \tan^2 \delta_{a2}} - \bar{r}_{a2}^2$	-5387.151710
62		z_L	$z_L = \frac{1}{2A_2} (-B_2 + \sqrt{B_2^2 - 4A_2C_2})$	2.82668806
63	齿高测量部位顶圆半径	r_L/mm	$r_L = \frac{1}{\tan \delta_{a2}} \left(A_1 z_L + \frac{1}{2} B_1 \right)$	138.6028898
64	大端齿高降低值	$\Delta h/\text{mm}$	$\Delta h = (z_L \tan \delta_{a2} + \bar{r}_{a2} - r_L) \cos \delta_{a2}$	0.28015336
65	大端顶圆半径	r_{a2}/mm	$r_{a2} = \bar{r}_{a2} - \Delta h \cos \delta_{a2}$	168.3126512
66	齿面宽	b_2/mm	$b_2 = \frac{\bar{z}_a}{\cos \delta_{a2}}$	50.77897103
67	齿高测量部位至大端边缘的距离	b_L/mm	$b_L = \frac{1}{\sin \delta_{a2}} (r_{a2} - r_L)$	29.93435654
68	顶锥定位尺寸	z_{ab}/mm	$z_{ab} = z_b + \bar{z}_a + \Delta h \sin \delta_{a2} - h_w \sin \delta_2$	24.36597455
69	轴向定位基面至大端顶圆所在平面间的距离	a_{02}/mm	绘装配图确定	45.63402544
70	安装距	a_{x2}/mm	$a_{x2} = z_{ab} + a_{02}$	70.00000000

6 齿面中点参考锥面几何参数计算

传递动力的锥蜗杆传动,须以齿面中点为计算点,进行受力分析、强度计算和啮合效率计算,引入齿面中点参考锥面几何参数,可使上述各项计算简化。

表 6.6-9 列出齿面中点参考锥面几何参数计算步骤。计算实例中所用的原始参数由表 6.6-8 求得。

根据锥蜗轮的位置,第 6 栏中 x_M 取计算结果的正值。

当 δ_{M1} 为负值时,锥蜗杆的参考锥面为倒锥(锥顶与两轴公垂线在锥蜗杆轴线上的垂足在锥蜗杆的两端)。90° < δ_{M2} < 180° 时,锥蜗轮的参考锥面为内锥面。

第 14 项中算出 a 值是为了与原始参数 a 值比较,检查计算是否有错。

表 6.6-9 锥蜗杆传动齿面中点参考锥面几何参数计算卡

序号	名称	符号/单位	计算公式	算例	
				内面	r面
1	齿面中点啮合位置的 z_m 坐标	z_m	$z_m = z + \frac{b_{x1}}{2}$	100.42776847	
2	锥蜗杆轴向螺旋参数	p	$p = \frac{m \delta z_1}{2} \times \frac{\cos \delta_2}{\cos \nu}$	1.96165358	2.093028179
3		a_m	$a_m = z_m p + a r_{m1} \tan \nu \cot \Sigma$	197.0044914	210.1981494
4		b_m	$b_m = r_{m1}^2 + z_m r_{m1} \tan \nu - a p \cot \Sigma$	1070.875679	-824.9215351
5		c_m	$c_m = r_{m1}^2 \left[a - p \left(\frac{i_{12}}{\sin \Sigma} + \cot \Sigma \right) \right]$	-27.81168686	-4231.078025
6	齿面中点啮合位置的 x_m 坐标	x_m	$x_m = \frac{\pm b_m \sqrt{(a_m^2 + b_m^2) r_{m1}^2 - c_m^2} - a_m c_m}{a_m^2 + b_m^2}$	24.63806076	25.01585131
7	齿面中心啮合位置的 y_m 坐标	y_m	$y_m = \frac{a_m x_m \mp c_m}{b_m}$	4.50658936	-1.245218584

(续)

序号	名称	符号/单位	计算公式	算 例	
				i 面	e 面
8	锥蜗杆中点参考 锥角	$\delta_{m1}/(^{\circ})$	$\delta_{m1} = \arctan \left[\frac{y_m z_m - x_m a \cot \Sigma}{r_{m1}(a - y_m)} \right]$	10.71503690	-2.823209928
9	锥蜗杆中点参考 螺旋角	$\beta_{m1}/(^{\circ})$	$\beta_{m1} = \arctan \left[\frac{r_{m1}}{p} (1 - \tan \nu \tan \delta_{m1}) \cos \delta_{m1} \right]$	85.28602206	85.07794132
10	锥蜗轮中点参考 圆半径	r_{m2}/mm	$r_{m2} = \sqrt{(x_m \cos \Sigma - z_m \sin \Sigma)^2 + (a - y_m)^2}$	138.5811248	142.6055082
11	锥蜗轮中点参考 锥角	$\delta_{m2}/(^{\circ})$	$\delta_{m2} = \arctan \left\{ \frac{1}{r_{m2}} \left[x_m \left(\frac{a}{y_m \sin \Sigma} - \sin \Sigma \right) - z_m \cos \Sigma \right] \right\}$	75.13403070	94.01055623
12	锥蜗轮中点参考 螺旋角	$\beta_{m2}/(^{\circ})$	$\beta_{m2} = \arccos \left(\frac{r_{m1}}{r_{m2}} i_{12} \cos \beta_{m1} \right)$	40.75402600	39.77516658
13	锥蜗杆与锥蜗轮 参考螺旋角之差	$\beta_{m\Sigma}/(^{\circ})$	$\beta_{m\Sigma} = \beta_{m1} - \beta_{m2}$	44.53199606	45.30247474
14	中心距	a/mm	$a = \frac{\sin \beta_{m\Sigma}}{\sin \Sigma} (r_{m1} \cos \delta_{m2} + r_{m2} \cos \delta_{m1})$	99.99999998	100.00000001
15	锥蜗杆中点参考 齿形角	$\alpha_{m\gamma}/(^{\circ})$	$\alpha_{m\gamma_r} = \nu_r + \delta_{m1r}$ $\alpha_{m\gamma_e} = -(\nu_r + \delta_{m1r})$	20.71503690	32.82320993
16	锥蜗杆中点参考 压力角	$\alpha_{mn}/(^{\circ})$	$\alpha_{mn} = \arctan (\sin \beta_{m1} \tan \alpha_{m\gamma_r})$	20.65088702	32.72686226

7 啮合效率计算

锥蜗杆传动的啮合效率 η 与锥蜗杆和锥蜗轮的螺旋方向相异或相同有关,还与螺旋角、压力角和摩擦因数 μ 有关。取齿面中点 m 为计算点,当螺旋方向相反,且 $\beta_{m1} > \beta_{m2}$ 时,平均啮合效率可由下式求得:

$$\eta = \frac{\cos \alpha_{mn} + \mu \tan \beta_{m2}}{\cos \alpha_{mn} + \mu \tan \beta_{m1}} \quad (6.6-4)$$

齿面中点参考螺旋角 β_{m1} 、 β_{m2} 和压力角 α_{mn} 由表 6.6-9 求得。摩擦因数 μ 由试验确定,它与齿轮材料、热处理、选用的润滑油和两齿面间的滑动速度有关。齿面中点的相对滑动速度 (m/s) 由下式求得:

$$v_{12} = \frac{\pi r_{m1} n_1 \sin \beta_{m\Sigma}}{30000 \cos \beta_{m2}} \quad (\text{m/s}) \quad (6.6-5)$$

r_{m1} 由表 6.6-8 第 50 项求得, β_{m2} 和 $\beta_{m\Sigma}$ 分别由表 6.6-9 中第 12 项和第 13 项求得。

锥蜗杆和锥蜗轮均由淬火热钢制成,采用极压润滑油(如汽车用准双曲面齿轮油), i 面传动,且 $\nu_r = 10^{\circ}$ 时,摩擦因数 μ

值可由图 6.6-13 确定。

【例】已知锥蜗杆传动几何参数(见表 6.6-8 和表 6.6-9),锥蜗杆转速为 1500r/min,锥蜗杆和锥蜗轮均由淬火热钢制成,采用极压润滑油。求 i 面传动的啮合效率。

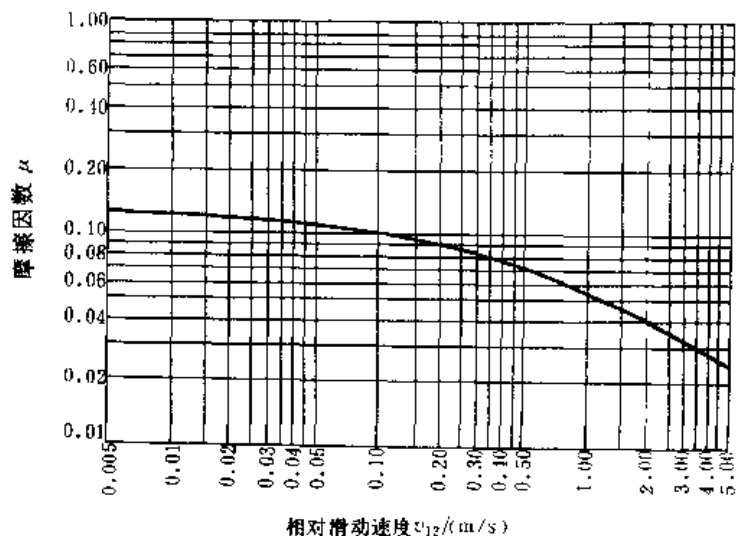


图 6.6-13 锥蜗杆传动齿面的摩擦因数

【解】 由表 6.6-8 和表 6.6-9 已求得： $r_{m1} = 25.047\text{mm}$ ， $\beta_{m2r} = 40.754^\circ$ ， $\beta_{m2i} = 44.532^\circ$ 。代入式 (6.6-5) 得到齿面中点相对滑动速度 $v_{12} = 3.642\text{m/s}$ 。

根据 v_{12} 值，由图 6.6-13 得到 $\mu = 0.029$ 。

由表 6.6-9 已求得 $\beta_{m1} = 85.286^\circ$ ， $\beta_{m2r} = 40.754^\circ$ ， $\alpha_{mn} = 20.651^\circ$ ，代入式 (6.6-4) 得到 $\eta = 0.746$ 。

8 轮齿上作用力的计算

进行锥蜗杆传动和轴的强度计算，滚动轴承寿命

计算，锥蜗杆的刚度校核，都需要知道作用在锥蜗杆和锥蜗轮轮齿上的力。为使问题简化，假定作用力集中在齿面中点 m ，可分解为圆周力 F_t 、径向力 F_r 和轴向力 F_x (见图 6.6-14)。当锥蜗杆为主动件，已知锥蜗轮的输出功率 P_2 时，各分力可由表 6.6-10 求得。

表 6.6-10 的计算公式中， δ_m 和 β_m 值，对于锥蜗杆应代入 δ_{m1} 和 β_{m1} ，对于锥蜗轮应代入 δ_{m2} 和 β_{m2} 、 α_{mn} 值，对于锥蜗杆螺旋的 e 面和锥蜗轮凹面应代入 α_{mn} ，对于 i 面和凸面应代入 α_{mn} 。

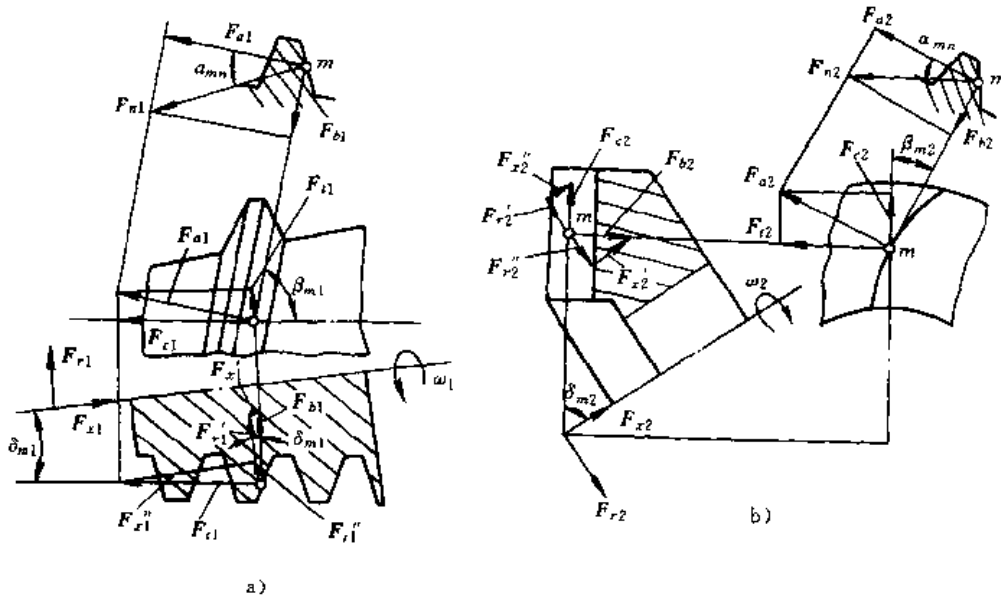


图 6.6-14 锥蜗杆 e 面和锥蜗轮凹面受力分析

a) 锥蜗杆 e 面受力分析 b) 锥蜗轮凹面受力分析

表 6.6-10 锥蜗杆和锥蜗轮轮齿上作用力的计算

序号	名称	符号/单位	计算公式或说明	算 例			
				锥 蜗 杆		锥 蜗 轮	
				i 面	e 面	凸面	凹面
1	啮合效率	η	由式(6.6-4)求得近似值	0.746			
2	中点参考压力角	$\alpha_{mn}/(^{\circ})$	见表 6.6-9 第 16 项	20.651°	32.727°	20.651°	32.727°
3	中点参考圆半径	$r_{m1}, r_{m2}/\text{mm}$	见表 6.6-8 第 50 项和表 6.6-9 第 10 项	25.047		138.581	142.606
4	中点参考锥角	$\delta_{m1}, \delta_{m2}/(^{\circ})$	见表 6.6-9 第 8 项和第 11 项	10.715°	-2.823°	75.134°	94.011°
5	中点参考螺旋角	$\beta_{m1}, \beta_{m2}/(^{\circ})$	见表 6.6-9 第 9 项和第 12 项	85.286°	85.078°	40.754°	39.775°
6	径向力系数	C_r	$C_r = \frac{\tan \alpha_{mn} \cos \delta_m}{\cos \beta_m} \mp \sin \delta_m \tan \beta_m$	第二项的符号			
				-	+	+	-
				2.251	6.909	0.961	-0.889

(续)

序号	名称	符号/单位	计算公式或说明	算 例				
				锥 蜗 杆		锥 蜗 轮		
				i 面	e 面	凸面	凹面	
7	轴向力系数	C_x	$C_x = \frac{\tan \alpha_{mn} \sin \delta_m}{\cos \beta_m} \mp \cos \delta_m \tan \beta_m$	第二项的符号				
				+	-	-	+	
				12.768	-11.967	0.260	0.776	
8	锥蜗轮输出扭矩	$T_2 / (\text{N} \cdot \text{m})$	$T_2 = 9549 \frac{P_2 i_{12}}{n_1}$	1694.432				
9	圆周力	F_t / N	$F_{t1} = \frac{1000 T_2}{i_{12} r_{m1} \eta}$	$F_{t2} = \frac{1000 T_2}{r_{m2}}$	1778.113	12227.0	11881.9	
10	径向力	F_r / N	$F_r = C_r F_t$		4002.53	12285.0	11750.2	-10563.0
11	轴向力	F_x / N	$F_x = C_x F_t$		22702.9	-21278.7	3179.02	9220.36

按圆周力产生的力矩与主动件角速度方向相反,与从动件角速度方向相同,分别确定锥蜗杆和锥蜗轮圆周力 F_{t1} 和 F_{t2} 的方向(见图 6.6-14)。

计算结果径向力系数 C_r 和轴向力系数 C_x 若为正值,则径向力向心,轴向力离开两轴公垂线; C_r 和 C_x 若为负值,则径向力离心,轴向力向着两轴公垂线。

锥蜗杆 e 面:

$$|F_{r1}| = |F'_{r1}| + |F'_{x1}|$$

$$= F_{t1} \left(\frac{\tan \alpha_{mn} \cos \delta_{m1}}{\cos \beta_{m1}} + \sin \delta_{m1} \tan \beta_{m1} \right)$$

$$|F_{x1}| = |F'_{x1}| - |F'_{r1}|$$

$$= F_{t1} \left(\frac{\tan \alpha_{mn} \sin \delta_{m1}}{\cos \beta_{m1}} - \cos \delta_{m1} \tan \beta_{m1} \right)$$

锥蜗轮凹面:

$$|F_{r2}| = |F'_{r2}| - |F'_{x2}|$$

$$= F_{t2} \left(\frac{\tan \alpha_{mn} \cos \delta_{m2}}{\cos \beta_{m2}} - \sin \delta_{m2} \tan \beta_{m2} \right)$$

$$|F_{x2}| = |F'_{x2}| + |F'_{r2}|$$

$$= F_{t2} \left(\frac{\tan \alpha_{mn} \sin \delta_{m2}}{\cos \beta_{m2}} + \cos \delta_{m2} \tan \beta_{m2} \right)$$

9 许用输出功率校核

估算中心距的经验公式有一定局限性,初步确定锥蜗杆传动的几何参数之后,还需按齿面耐久性校核许用输出功率。通常选用锥蜗杆螺旋 i 面为主要工作面,只对 i 面传动的许用输出功率进行校核。

取齿面中点 m 为计算点,该点的 y_m 坐标的绝对值较小,为简化计算,把齿面中点啮合位置的坐标近似地取为 $m(r_{m1}, 0, z_m)$ (见图 6.6-15)。

表 6.6-11 为垂直交错锥蜗杆传动 ($\Sigma = 90^\circ$) 的许用输出功率计算步骤,下面对表中某些参数作简要说明:

- 1) 许用磨损系数 $K_m \left(\frac{\text{N/mm}^2}{\text{mm}} \right)$
 $K_m = 0.00689 k_m$

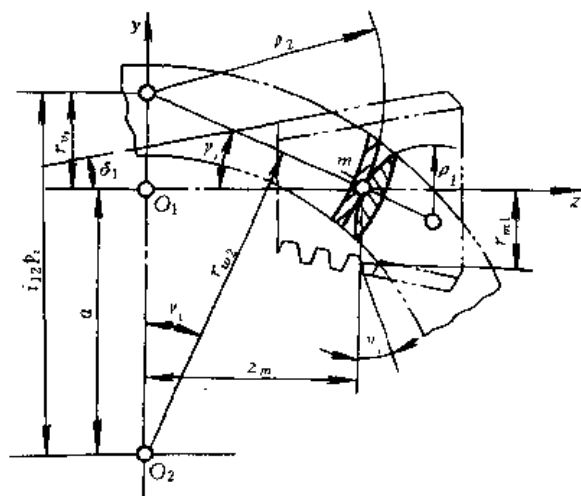


图 6.6-15 锥蜗杆传动简化后计算点 m 的位置

k_m 与材料、润滑油和齿面相对滑动速度有关,可由图 6.6-16 确定。

- 2) 工作条件系数 K_w

每日工作 8~10h, 不受反复冲击载荷, 油池温度低于 90°C 。取 $K_w = 1.0$ 。

每日工作 8~10h, 受反复冲击载荷, 或工作 24h, 不受反复冲击载荷, 油池温度低于 90°C 。取 $K_w = 1.2$ 。

24h 工作, 受反复冲击载荷, 油池温度低于 90°C 。取 $K_w = 1.3$ 。

表 6.6-11 锥蜗杆传动($\Sigma=90^\circ$)许用输出功率校核

序号	名称	符号/单位	计算公式或说明	算例
1	相对滑动速度	$v_{12}/(\text{m/s})$	由式(6.6-5)确定	3.642
2		k_m	由图 6.6-16 查得	970
3	许用磨损系数	$K_m/\left(\frac{\text{N/mm}}{\text{mm}}\right)$	$K_m=0.00689k_m$	6.683
4	工作条件系数	K_w	根据每日工作时间, 载荷性质和油池允许温度确定	1.0
5	当量圆柱蜗杆 <i>i</i> 面的分度圆半径	r_{ve}/mm	$r_{ve}=a-i_{12}p$	-0.0443
6		γ_i	$\gamma_i=\arctan\left(\frac{ v_w }{z_m}\right)$	0.0253
7	锥蜗杆齿面的曲率半径	ρ_1/mm	$\rho_1=\frac{r_{m1}}{\tan\alpha\cos^3\gamma_i}$	142.048
8	锥蜗轮齿面的曲率半径	ρ_2/mm	$\rho_2=\frac{z_m}{\cos\gamma_i}$	100.428
9	齿面的诱导曲率半径	ρ/mm	$\rho=\frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1+\rho_2}$	58.833
10	重合度	ϵ	$\epsilon=\frac{b'_{x1}}{\pi m_2 \cos\delta_1}$	5.592
11	接触线总长	L_x/mm	$L_x=\frac{\epsilon h_w}{\cos\alpha_m}$	46.312
12	锥蜗轮工作半径	r_{w2}/mm	$r_{w2}=i_{12}p\cos\gamma_i$	100.044
13	许用输出转矩	$[T_2]/(\text{N}\cdot\text{m})$	$[T_2]=\frac{K_m\rho L_{xw2}}{1000K_w}$	1821.771
14	锥蜗轮转速	$n_2/(\text{r}/\text{min})$	$n_2=\frac{n_1}{i_{12}}$	29.412
15	许用输出功率	$[P_2]/\text{kW}$	$[P_2]=\frac{[T_2]n_2}{9549}$	5.611

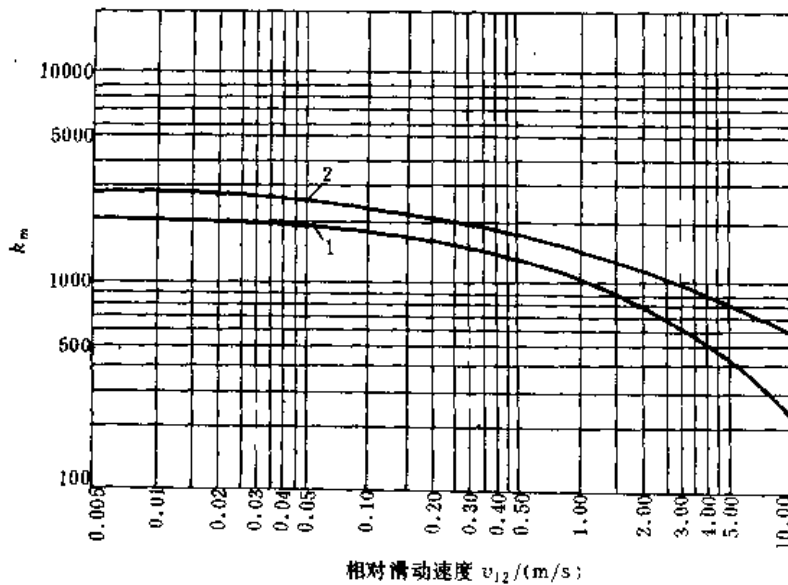


图 6.6-16 许用磨损系数曲线

1. 60HRC 钢制锥蜗杆; 锡磷青铜锥蜗轮; 标准蜗轮润滑油
 2. 60HRC 钢制锥蜗杆和锥蜗轮; 极压润滑油

间断工作, 锥蜗杆转速 $n_1 \geq 100 \text{r/min}$, K_w 值按下表取:

每小时工作总分钟数	5	10	15	20	25
K_w	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0

3) p_i 为锥蜗杆 i 面轴向螺旋参数, 由表 6.6-9 第 2 项求得。 γ 角见图 6.6-15。

4) 把锥蜗杆的螺旋面视为圆锥面, 锥蜗轮纵向齿线视为延长渐开线, 求得锥蜗杆和锥蜗轮齿面曲率半径近似值 ρ_1 和 ρ_2 。

5) 锥蜗轮的工作半径 r_{w2} 见图 6.6-15。

6) 求重合度 ϵ 和接触线总长 L_2 时, 假定瞬时接触线沿锥蜗杆齿高分布。锥蜗杆工作齿高 h_w 和计算齿宽 b_{s1} 分别由表 6.6-8 第 11 项和第 43 项求得。

校核结果, 若许用输出功率 $[P_s]$ 不能满足要求或富余太多, 应适当地增加或减少锥蜗杆的轴向计算齿宽 b'_{s1} 值。此时各表中与 b'_{s1} 直接或间接有关的各参数应全部重算。

一般情况下, 对锥蜗杆传动可以不进行齿根弯曲强度校核。因为, 受到锥蜗轮齿的凹面根切的限制, 中心距系数 a^* 必须小于许用最大值 a^*_{\max} 。在中心距为定值的情况下, 对于中小传动比的锥蜗杆传动, a^*_{\max} 值较小, 也就是 m_s 值取得较大 ($m_s = a/a^*$), 弯曲强度有富余, 按弯曲强度得到的许用输出功率, 比按齿面耐久性得到的许用输出功率大得多。只有在传动比较大时, a^*_{\max} 可以取得大一些, 也就是可以取较小的 m_s 值, 但是, 传动比大, 效率低, 一般只用于传递运动, 而不用用于传递动力。

10 锥蜗杆的刚度校核

受力时锥蜗杆变形破坏了齿面共轭, 导致载荷集中, 使承载能力降低。因此, 过锥蜗杆齿面中点, 垂直于锥蜗杆轴线的截面的最大挠度 y (mm) 值不能超过许用值 $[y]$, 即

$$y \leq [y] = (0.005 \sim 0.01)m_s$$

y 值与锥蜗杆传动的结构和尺寸有关。图 6.6-17a 为双支承锥蜗杆传动, 可视为双支梁; 图 6.6-17b 为外伸锥蜗杆传动, 可视为外伸梁。图中以实线表示锥蜗杆 i 面传动时轴向力产生的力矩; 虚线表示锥蜗杆 e 面传动时轴向力产生的力矩。

过锥蜗杆齿面中点, 垂直于轴线的截面的挠度按下面公式计算:

(1) 双支承锥蜗杆传动

$$y = \frac{1}{EJ} \frac{l_1 l_2}{3l} \times \left\{ [F_{r1} l_1 l_2 + F_{r2} r_{m1} (l_2 - l_1)]^2 + (F_{r1} l_1 l_2)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

(2) 外伸锥蜗杆传动

$$v_w = \frac{1}{EJ} \times \left\{ \left[\frac{F_{r1} l_1^2 l}{3} + \frac{F_{r2} r_{m1} l_1}{2} \left(l_1 + \frac{2}{3} l_2 \right) \right]^2 + \left(\frac{F_{r1} l_1^2 l}{3} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

式中 E 材料的弹性模数, 对钢制锥蜗杆, $E = 2.06 \times 10^5$ (N/mm²);

J 过锥蜗杆齿面中点 m , 垂直于轴线的截面的惯性矩 (mm⁴), 即

$$J = \frac{\pi r_{m1}^4}{4}$$

双符号项, i 面传动取负号, e 面传动取正号。

校核结果, y 或 v_w 应不超过许用值 $[y]$ 。

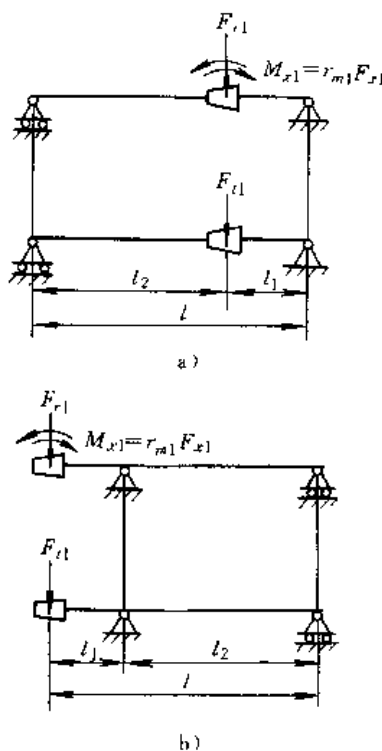
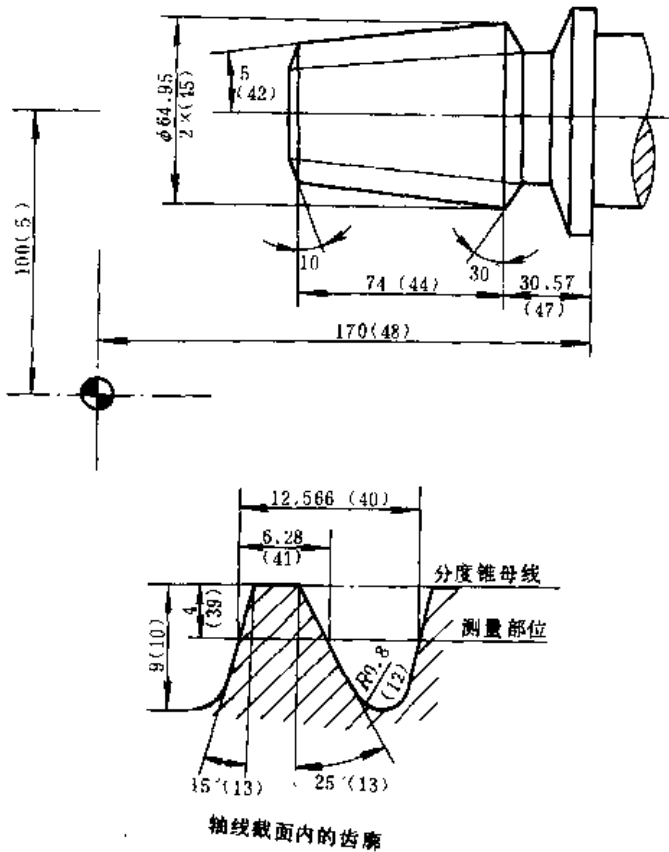


图 6.6-17 锥蜗杆支承结构示意图

a) 双支承锥蜗杆传动 b) 外伸锥蜗杆传动

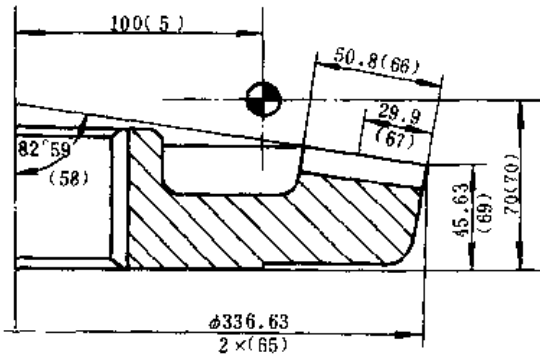
11 锥蜗杆和锥蜗轮的结构图和主要尺寸

根据表 6.6-8 计算结果, 图 6.6-18 和图 6.6-19 绘出锥蜗杆螺旋和锥蜗轮齿部的结构图, 并标注出主要尺寸。为了便于将图中尺寸与表 6.6-8 各项对照, 在尺寸后面的括号里注明表 6.6-8 中对应项的序号。



沿分度锥母线模数	m_s/mm	4	
锥蜗杆头数	z_1	1	
锥蜗杆类型		阿基米德	
螺旋方向		右旋	
中点导程角	γ_m	$4^{\circ}33'35''$	
齿形倾角	i 面	$\nu_i / (^{\circ})$	10°
	e 面	$\nu_e / (^{\circ})$	-30°

图 6.6-18 锥蜗杆螺旋的结构和主要尺寸



中心距	a/mm	100		
轴交角	Σ	90°		
锥蜗轮齿数	z_2	51		
螺旋方向		左旋		
齿高测量部位到大端距离	b_L/mm	29.9		
全齿高	h_{max}/mm	9		
配对锥蜗杆参数	沿分度锥母线模数	m_s/mm	4	
	锥蜗杆头数	z_1	1	
	锥蜗杆类型		阿基米德	
	螺旋方向		右旋	
	齿形倾角	i 面	ν_i	10°
		e 面	ν_e	-30°
	分度圆半径	r_1/mm	26	
	分度锥角	δ_1	5°	

图 6.6-19 锥蜗轮齿部的结构和主要尺寸

12 锥蜗杆传动的精度

目前我国尚无锥蜗杆传动的公差标准。美国伊利诺工具公司 (Illinois Tool Works) 把锥蜗杆传动分成

三个精度等级：

A 级：精密优质锥蜗杆传动。锥蜗杆精磨齿，锥蜗轮精滚齿或研齿。用于飞行器的优质传动，但不包括某些仪器或导弹导航系统的高精度传动。

B级:高级工业锥蜗杆传动。锥蜗杆磨齿或精切齿,锥蜗轮精滚齿。

C级:工业用锥蜗杆传动。锥蜗杆经过切齿或滚轧成,锥蜗轮可经过滚齿或由压铸、烧结等方法制造成。

对锥蜗杆应检验其导程、齿形、齿距、齿厚和安装距;对锥蜗轮应检验其齿圈跳动量、周节和安装距;锥蜗杆与锥蜗轮啮合传动时,则应检验其接触印痕和齿侧间隙。

不同中心距各精度等级锥蜗杆传动的公差列于表 6.6-12。

对于锥蜗杆传动,保证箱体座孔使锥蜗杆轴线与

锥蜗轮轴线相垂直是很重要的。两轴线垂直度允许偏差应控制在下列范围内:A级精度,每100mm允许误差为0.03mm;B级精度,每100mm允许误差为0.10mm;C级精度,每100mm允许误差为0.20mm。

表 6.6-12 中未列出的公差项目,建议参考普通圆柱蜗杆传动的公差标准选取。

锥蜗杆传动支承系统的结构与普通圆柱蜗杆传动有许多相似之处,但锥蜗杆传动的特点之一,是可以通通过改变锥蜗杆和锥蜗轮的轴向位置来调节齿侧间隙,设计时应注意到,便于调整锥蜗杆和锥蜗轮的安

表 6.6-12 锥蜗杆传动的公差^①

中心距 a/mm	精度等级	锥蜗杆安装距偏差 ^② /mm	中心距偏差 ^② /mm	锥蜗轮齿圈跳动量 /mm	平均齿侧间隙 /mm
12.5	A	0.15	0.025	0.013	0.05
	B	0.30	0.038	0.025	0.08
	C	0.45	0.051	0.051	0.10
25.0	A	0.18	0.025	0.025	0.08
	B	0.36	0.038	0.064	0.10
	C	0.53	0.051	0.114	0.13
50.0	A	0.23	0.038	0.051	0.10
	B	0.46	0.051	0.102	0.13
	C	0.69	0.102	0.203	0.18
75.0	A	0.28	0.038	0.076	0.13
	B	0.56	0.051	0.152	0.15
	C	0.84	0.102	0.279	0.23
100	A	0.36	0.051	0.089	0.15
	B	0.72	0.076	0.178	0.20
	C	1.08	0.127	0.356	0.31
125	A	0.38	0.051	0.102	0.18
	B	0.76	0.076	0.203	0.25
	C	1.14	0.127	0.406	0.38

① 本表的数据是伊利诺工具公司推荐的。

② 锥蜗杆安装距偏差和中心距偏差可取正值或负值。

参考文献

- 王树人. ZC₁蜗杆传动全新技术理论. 天津:天津大学出版社, 1992
- 王树人. 圆弧圆柱蜗杆传动. 天津:天津大学出版社, 1991
- Niemann, Winter. Maschinenelement, ZAufgabe, Band II. 1984, Spring-Verlage, 1983
- 王树人等. 圆柱蜗杆传动啮合原理. 天津:天津科技出版社, 1982
- 齐麟等. 蜗杆传动设计(下册). 北京:机械工业出版社, 1987
- 董学朱. 锥蜗杆传动的最大中心距系数. 齿轮, No. 6. 1984
- 董学朱. 锥蜗杆传动几何参数的计算机辅助设计. 北京农业机械化学学院学报, No. 1. 1985
- 吴大任, 骆家舜. 齿轮啮合原理. 北京:科学出版社, 1985
- 吴晓铃. 角修正可展弧面蜗杆传动啮合分析. 齿轮, No. 4. 1978
- 张希康. IT型渐开面蜗轮传动螺旋角的合理选择. 机械

- 工程学报, V. 18, No. 3, 1982
- 11 孟惠荣等. 平面二次包络环面蜗杆传动润滑油性能研究. 机械传动, No. 3, 1994
 - 12 孟惠荣等. 平面二次包络环面蜗杆副材料的接触疲劳强度试验研究. 中国机械工程学会第五届机械传动学术年会论文集, 1992
 - 13 张德华等. 大型八头环面蜗杆副的研制. 中国机械工程学会第五届机械传动学术年会论文集, 1992
 - 14 酒井高男. 可展齿面鼓形ウオームギヤに関する研究. 日本机械学会论文集 41 卷 351 号. 昭和 50 年 11 月
 - 15 Nelson W. D. Spiroid Gearing. Machine Design, V. 33, No. 4, 5, 6, 1961
 - 16 Журев в. л. Технология Шобойдних Передач. М., Машиностроение, 1965
 - 17 CAVEX. Schneckengetriebe (Worm Gear Units). K88 D/EN. Bocholt. A. FLENDER AG. 3, 1992
 - 18 余俊等主编. 机械设计 (2 版). 北京: 高等教育出版社, 1986
 - 19 孟惠荣. 论近代蜗杆传动的类型、形成原理、特性及其方向. 煤矿机械, 1981, No. 1, 2, 3, 5
 - 20 Townsend Dennis. Dudley's Gear Handbook 2nd edition. New York. Mc Graw-Hill, Inc. 1992
 - 21 Buckingham, Eliot K. Guide to worm gear types. See Chironis: Gear design and application Mc Graw Hill, 1967, P69~77
 - 22 Buckingham, Eliot K. , Taking Guesswork out of Worm-Gear Design, Machine Design, March 20, 1975, P83
 - 23 Shell International Petroleum Co. The lubrication of Industrial gears. London: John Wright & Sons. Reprinted 1970
 - 24 Klüber. Syntheso D...EP, Long life Oils forgears, rolling and plain bearings, KLÜBER LUBRI-CATION, 1992
 - 25 Flender Getriebe und Antriebs elemente, Taschenbuch. Bocholt; 4 Auflage, T100D6, 1980
 - 26 CAVEX Couples a denture concaves pour la construction de machines. Flender & Co. , 1974 (CAVEX Radsätze mit Hohlflankenschnecke für den Einbau in Maschinen. Bocholt; Flender & Co. , 1972)
 - 27 Dudley, D. W. ; Handbook of Practical Gear Design. New York; Mc Graw-Hill, 1984
 - 28 Wilkesmann. H. ,; Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilform, Dissertation TU MÜNCHEN, 1974
 - 29 Dudley, D. W. , Handbook of Practical Gear Design, New York; Mc Grill-Hill Book Co. , 1984
 - 30 DIN 3996-1995; Calculation of load Capacity of Cylindrical Worm gear pairs with shaft angle $\Sigma=90^\circ$, Draft 2/95, Published 23. 05. 1995 (ISO/TC60/Scil/WG7/No. 102. 1, Rev.)
 - 31 Fronius Konstruktion Lebre-Antriebs elemente, 1979

- 工程学报, V. 18, No. 3, 1982
- 11 孟惠荣等. 平面二次包络环面蜗杆传动润滑油性能研究. 机械传动, No. 3, 1994
 - 12 孟惠荣等. 平面二次包络环面蜗杆副材料的接触疲劳强度试验研究. 中国机械工程学会第五届机械传动学术年会论文集, 1992
 - 13 张德华等. 大型八头环面蜗杆副的研制. 中国机械工程学会第五届机械传动学术年会论文集, 1992
 - 14 酒井高男. 可展齿面鼓形ウオームギヤに関する研究. 日本机械学会论文集 41 卷 351 号. 昭和 50 年 11 月
 - 15 Nelson W. D. Spiroid Gearing. Machine Design, V. 33, No. 4, 5, 6, 1961
 - 16 Журев в. л. Технология Шобойдних Передач. М., Машиностроение, 1965
 - 17 CAVEX. Schneckengetriebe (Worm Gear Units). K88 D/EN. Bocholt. A. FLENDER AG. 3, 1992
 - 18 余俊等主编. 机械设计 (2 版). 北京: 高等教育出版社, 1986
 - 19 孟惠荣. 论近代蜗杆传动的类型、形成原理、特性及其方向. 煤矿机械, 1981, No. 1, 2, 3, 5
 - 20 Townsend Dennis. Dudley's Gear Handbook 2nd edition. New York. Mc Graw-Hill, Inc. 1992
 - 21 Buckingham, Eliot K. Guide to worm gear types. See Chironis: Gear design and application Mc Graw Hill, 1967, P69~77
 - 22 Buckingham, Eliot K. Taking Guesswork out of Worm-Gear Design, Machine Design, March 20, 1975, P83
 - 23 Shell International Petroleum Co. The lubrication of Industrial gears. London: John Wright & Sons. Reprinted 1970
 - 24 Klüber. Syntheso D...EP, Long life Oils forgears, rolling and plain bearings, KLÜBER LUBRI-CATION, 1992
 - 25 Flender Getriebe und Antriebs elemente, Taschenbuch. Bocholt; 4 Auflage, T100D6, 1980
 - 26 CAVEX Couples a denture concaves pour la construction de machines. Flender & Co., 1974 (CAVEX Radsätze mit Hohlflankenschnecke für den Einbau in Maschinen. Bocholt; Flender & Co., 1972)
 - 27 Dudley, D. W.; Handbook of Practical Gear Design. New York; Mc Graw-Hill, 1984
 - 28 Wilkesmann. H.; Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilform, Dissertation TU MÜNCHEN, 1974
 - 29 Dudley, D. W., Handbook of Practical Gear Design, New York; Mc Grill-Hill Book Co., 1984
 - 30 DIN 3996-1995; Calculation of load Capacity of Cylindrical Worm gear pairs with shaft angle $\Sigma=90^\circ$, Draft 2/95, Published 23. 05. 1995 (ISO/TC60/Scil/WG7/No. 102. 1, Rev.)
 - 31 Fronius Konstruktion Lebre-Antriebs elemente, 1979