

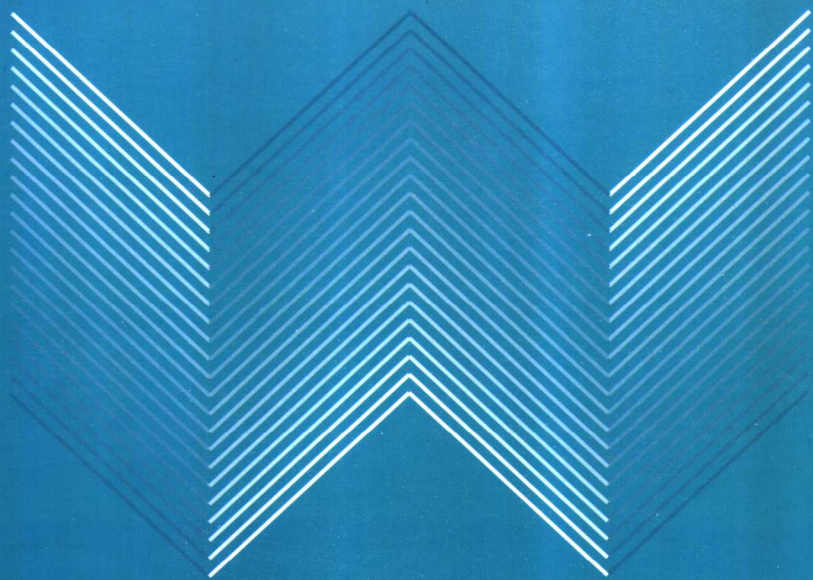
丛书主编 杨黎明

副主编 杨志勤 厉虹

机电一体化设计系列丛书

机构选型 与运动设计

◎ 杨黎明 杨志勤 编著



国防工业出版社

National Defense Industry Press

机电一体化设计系列丛书

丛书主编 杨黎明
副主编 杨志勤 厉虹

杨黎明 杨志勤 编著

机构选型与运动设计

国防工业出版社
<http://www.ndip.cn>

内 容 简 介

全书共 2 篇、8 章,包括机构的组成与分类、机构的识别与构型、齿轮机构(含蜗杆蜗轮机构)、齿轮系、凸轮机构、连杆机构、间歇运动机构、其他机构、组合机构、机械产品的功能原理设计、机械系统运动方案设计、机器运转的调速。

本书是《机电一体化设计系列丛书》中的重要组成部分,读者对象主要是中、小工厂和企业从事机电一体化技术工作的工程技术人员。也可供大专院校、高职、夜大机械类专业学生参考。

图书在版编目(CIP)数据

机构选型与运动设计/杨黎明,杨志勤编著. —北京:国防工业出版社,2007.6

(机电一体化设计系列丛书/杨黎明主编)

ISBN 978-7-118-04942-8

I.机... II.①杨...②杨... III.①机构-选型
②机构-运动-设计 IV.TH

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2007)第 003162 号

※

国防工业出版社 出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路 23 号 邮政编码 100044)

涿中印刷厂印刷

新华书店经售

*

开本 787×1092 1/16 印张 21½ 字数 502 千字

2007 年 6 月第 1 版第 1 次印刷 印数 1—3000 册 定价 48.00 元

(本书如有印装错误,我社负责调换)

国防书店: (010)68428422

发行邮购: (010)68414474

发行传真: (010)68411535

发行业务: (010)68472764

序 言

“机电一体化”是指在机械的主功能、动力功能、信息处理功能和控制功能等方面引入电子技术,并将机械装置、电力电子设备及相关技术设备组成的有机整体——机械电子产品或系统的总称。

机电一体化技术发展的状况标志着一个国家机械电子科学技术的发展水平,因此,发展机电一体化技术是发展我国机械电子科学技术的必由之路,也是振兴我国机械电子工业的主攻方向。目前,发达国家机电一体化技术已经很普及,国内一些工厂、企业、科研院所及大专院校在各领域已经开展机电一体化工作,并取得了一定成绩,但开展力度不大,不普遍。

为了促进我国机电一体化技术的发展,国防工业出版社特组织专家、教授和工程技术人员编写出版这套《机电一体化设计系列丛书》。

这套丛书包括:

- 《机构选型与运动设计》
- 《机械零部件选用与设计》
- 《机械优化设计》
- 《机械可靠性设计》
- 《转子现场动平衡技术》
- 《机电传动控制技术》
- 《伺服技术》
- 《传感器检测技术》
- 《精密机械元器件与电子元器件》
- 《机电一体化应用集锦》

编写这套丛书时,着重突出以下特点:

(1) 系统性。这套丛书涉及的内容基本覆盖机电一体化技术的相关学科,便于读者系统、深入地学习和应用机电一体化技术。

(2) 实用性。这套丛书从实用出发,本着“必需、够用、实际”的原则精选内容,在简要论述原理、方法、结构、标准的基础上,列举了大量的理论联系实际的例题,有较强的设计示范作用。

(3) 针对性。这套丛书主要是为中小工厂、企业从事机电一体化技术的人员学习和应用编写的,读者在机电一体化技术相关学科都有一定的理论基础和实践经验。因此,策划丛书书目时,基本是按一门学科或一个子系统一本书的原则划分的。因此,丛书内容专、篇幅小,便于读者根据需要选购。

(4) 适用性。这套丛书还可以作为大专院校和职业学校学习机电一体化技术的参考书或教材。因此,这套丛书对促进机电一体化技术的发展具有普及性和适用性。

希望读者喜爱这套丛书,并提出宝贵意见。

杨黎明

2006年9月

前 言

本书是《机电一体化设计系列丛书》中的重要组成部分,其任务是为读者提供“必需、够用、实际”的机构分析、机构选型、机构运动设计理论知识,培养读者具有机构与机械传动系统设计的能力。

本书内容主要包括以下几方面:

- (1) 机构结构分析
- (2) 机构运动分析
- (3) 机构的动力分析
- (4) 机器的运动与动力分析
- (5) 组合机构设计
- (6) 常用机构的分析与运动设计
- (7) 机构的选型与机械传动系统设计

本书在内容取舍,体系安排,实例选择等方面注意体现丛书序言中提出的系统性、实用性、针对性和适用性的特点。

由于编者水平有限,书中难免有缺点和错误,恳请读者批评指正。

编著者

2006 年 9 月

目 录

第 1 篇 机构的选型与运动设计

第 1 章 齿轮机构/1

- 1.1 齿轮传动的特点、应用和类型/1
- 1.2 渐开线齿廓/6
- 1.3 齿廓啮合基本定律/9
- 1.4 渐开线齿廓符合齿廓啮合基本定律/10
- 1.5 渐开线齿廓啮合的特点/11
- 1.6 渐开线齿轮各部分名称、参数和几何尺寸/11
- 1.7 渐开线标准直齿圆柱齿轮啮合传动/17
- 1.8 渐开线标准斜齿圆柱齿轮机构/22
- 1.9 交错轴斜齿轮机构/30
- 1.10 蜗杆蜗轮机构/31
- 1.11 根切现象与最少齿数/37
- 1.12 渐开线圆柱齿轮的变位原理与几何尺寸/38
- 1.13 圆锥齿轮机构/49

第 2 章 齿轮系/55

- 2.1 齿轮系的分类/55
- 2.2 定轴齿轮系传动比的计算/56
- 2.3 行星齿轮系的组成和分类/58
- 2.4 行星齿轮系传动比的计算/60
- 2.5 混合齿轮系传动比的计算/63
- 2.6 齿轮系的应用/65
- 2.7 谐波齿轮传动/66

第 3 章 凸轮机构/69

- 3.1 凸轮机构的组成、特点、应用和分类/69

- 3.2 凸轮与从动件的锁合方式/71

- 3.3 凸轮机构设计的基本问题/71

- 3.4 凸轮机构从动件的运动线图/72

- 3.5 从动件的常用运动规律/73

- 3.6 凸轮机构的压力角与基圆半径/81

- 3.7 平面凸轮机构的受力与临界压力角/85

- 3.8 凸轮机构的许用压力角/86

- 3.9 凸轮基圆半径的确定/86

- 3.10 凸轮廓线的曲率半径、滚子半径和平底长度/93

- 3.11 凸轮副的材料和热处理/94

- 3.12 凸轮的技术要求/95

- 3.13 凸轮和从动件的结构/96

- 3.14 用图解法设计盘形凸轮廓线/97

- 3.15 用解析法设计盘形凸轮廓线/101

第 4 章 连杆机构/114

- 4.1 连杆机构的特点/114

- 4.2 连杆机构运动副符号/114

- 4.3 连杆机构的组成、应用和运动简图/115

- 4.4 四杆机构的类型及其演化/119

- 4.5 平面四杆机构的基本性质/125

- 4.6 平面四杆机构设计的任务和方法/139

- 4.7 用图解法设计平面四杆机构/140

- 4.8 用解析法设计四杆机构/146

- 4.9 用实验法设计平面四杆机构/154

- 4.10 用图谱法设计平面四杆机构/157

- 4.11 平面多杆机构设计/157
- 4.12 平面连杆机构的运动分析/163
- 4.13 平面连杆机构的力分析/184
- 4.14 考虑摩擦时机构的力分析/194
- 4.15 机械效率/205
- 4.16 机械的自锁/208

- 4.17 连杆机构的结构设计/211

第5章 间歇运动机构/217

- 5.1 棘轮机构/217
- 5.2 槽轮机构/227
- 5.3 不完全齿轮机构/239
- 5.4 凸轮间歇运动机构/241

第2篇 机器的功能原理方案和运动方案设计

第6章 机械产品的功能原理设计/244

- 6.1 功能原理设计的任务和特点/244
- 6.2 功能分类与功能定义/244
- 6.3 功能系统图的建立/248
- 6.4 功能载体的确定/253
- 6.5 功能原理设计的解法/254

第7章 机械系统运动方案设计/257

- 7.1 机械系统运动方案设计任务/257
- 7.2 机械系统运动方案设计步骤/257
- 7.3 机器的工作原理与运动方案/257
- 7.4 工艺方案设计/257
- 7.5 机器的原始运动参数/259
- 7.6 执行构件运动的协调配合/261
- 7.7 运动循环图的编制/262
- 7.8 执行系统设计/263
- 7.9 机械传动系统设计/295

- 7.10 机械系统运动方案设计实例/298

第8章 机组运转的调速/311

- 8.1 机组运转调速的目的/311
- 8.2 机器运转过程的三个阶段/311
- 8.3 作用在机器上的驱动力和生产阻力/312
- 8.4 机器的运动方程式/313
- 8.5 在已知力作用下机器的真实运动规律/320
- 8.6 稳定运转状态下机器的周期性速度波动和调节/326
- 8.7 铣床和滚齿机中安装飞轮的目的/336
- 8.8 机械的非周期性速度波动及其调节/337

第 1 篇 机构的选型与运动设计

第 1 章 齿轮机构

1.1 齿轮传动的特点、应用和类型

1.1.1 齿轮机构的特点

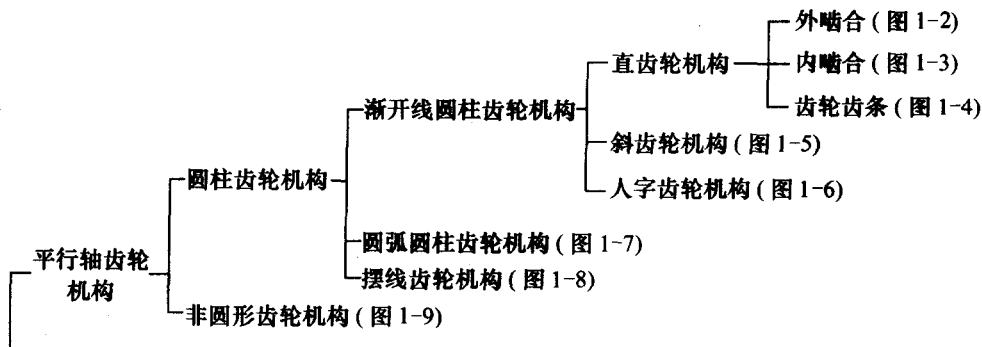
与带、链、摩擦传动机构比较,齿轮机构具有以下主要特点:①瞬时传动 $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{常数}$,工作平稳。非圆齿轮机构还可以实现瞬时传动比变化的传动。②传动比范围大,可用于减速或增速。行星齿轮机构传动比可以很大,可达 $100 \sim 200$ (单级)。③圆周速度范围大,高速可大于 40m/s ,中速和低速可小于 25m/s 。④传递功率范围大,可小于 1W ,高于 25000kW 。⑤传动效率高,精度高的一对渐开线圆柱齿轮传动,传动效率可达 99% 以上。⑥结构紧凑,适用于近距离传动。⑦维护简便。⑧低精度齿轮机构,高速运转中产生振动、冲击和噪声,引起动载荷。⑨无过载保护作用。⑩要求齿轮精度高或切削特殊齿形时,需要高精度机床、特殊刀具和测量仪器来保证,制造工艺复杂,成本较高。

1.1.2 齿轮机构的应用

由于齿轮机构具有以上诸多优点,在机械产品中几乎是不可缺少的基础零件。

1.1.3 齿轮机构的类型

齿轮机构的类型较多,按照两啮合齿轮几何轴线的相对位置和齿向不同,常用齿轮机构的分类方法如图 1-1 所示。齿轮机构也可以按齿廓曲线不同,分为渐开线齿轮、圆弧齿轮、摆线齿轮等。



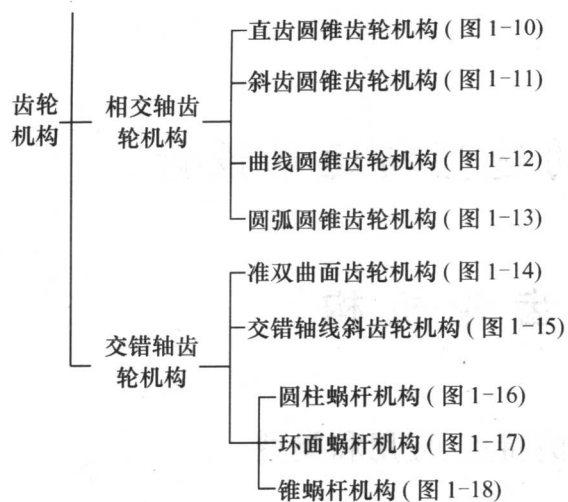


图 1-1 常用齿轮机构的类型

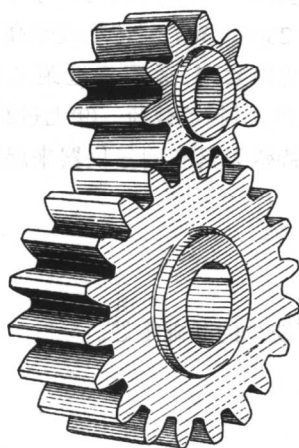


图 1-2

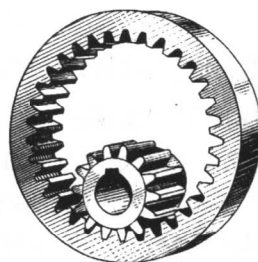


图 1-3

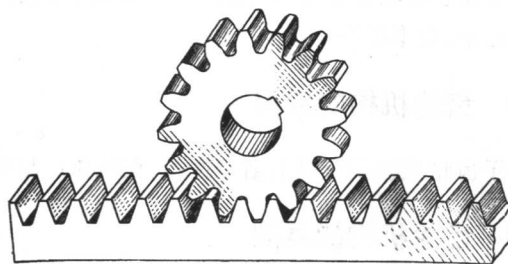


图 1-4

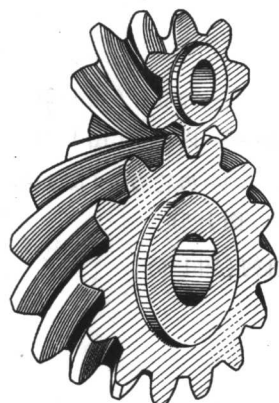


图 1-5

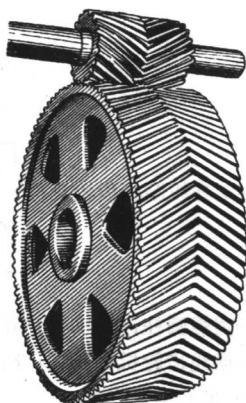


图 1-6

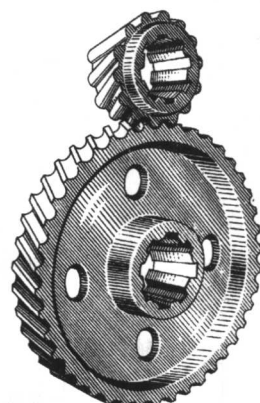


图 1-7

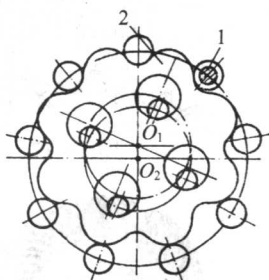


图 1-8

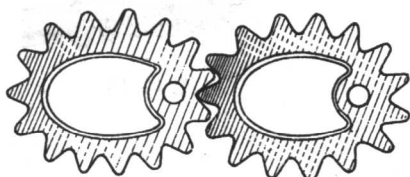
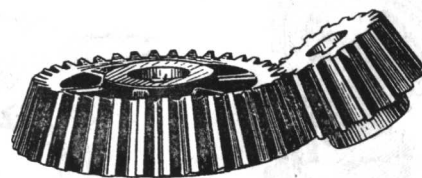


图 1-9

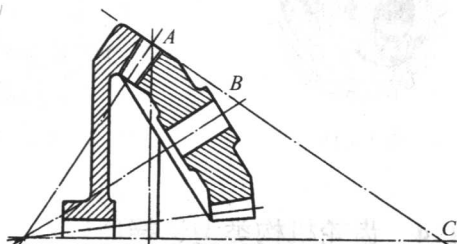


图 1-10

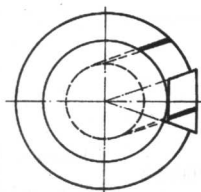
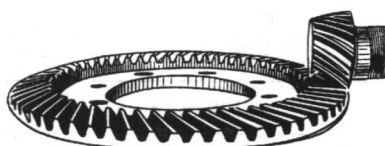


图 1-11

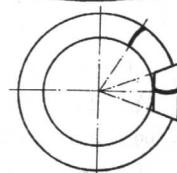
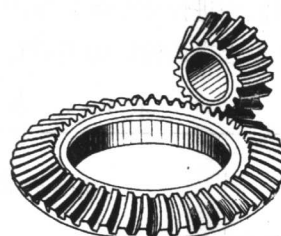


图 1-12

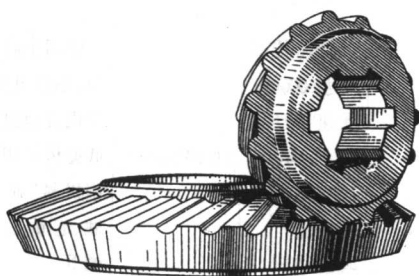


图 1-13

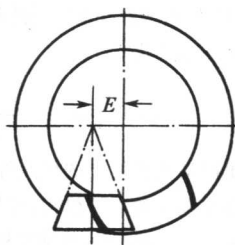


图 1-14

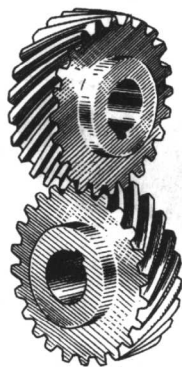


图 1-15

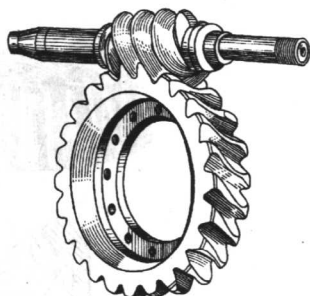


图 1-16

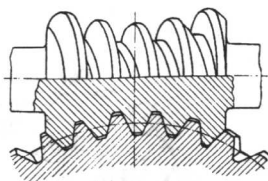


图 1-17

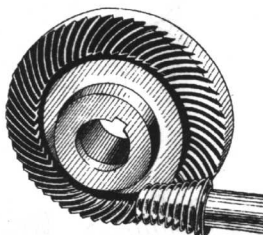


图 1-18

1.1.4 齿轮机构类型选择原则

选择齿轮机构类型应考虑以下原则：

- ①考虑使用条件,如传动结构尺寸、质量、效率、功率、传动比、可靠性等;
- ②考虑工艺条件;
- ③考虑合理性、先进性和经济性等;
- ④参考已有或类似机械使用经验。

表 1-1 供选择齿轮机构类型时参考。

表 1-1 各种齿轮机构的主要特点和应用范围

名 称		主 要 特 点	应 用 范 围			
			传动比	传递功率	速度	应用实例
渐开线圆柱齿轮机构		传递的速度和功率范围很大;传动效率高,一对齿轮传动效率可达 99%~99.5%;对中心距的敏感性小,装配与维修方便;可以进行变位切削及各种修形、修缘,以适用提高齿轮传动质量;易于进行精确加工	单级 1~8, 最大 10; 2 级到 45; 3 级到 75	到 25000kW	到 150m/s, 最高 300m/s	应用非常广泛
圆弧齿轮机构	单圆弧齿轮机构	接触强度高;效率高;磨损小且均匀;没有根切现象;弯曲强度低于渐开线齿轮;不能做成直齿	同上	高速传动可达 6000kW, 低速传动输出转矩达 1.2MN·m, 功率达 4800kW	到 100m/s	应用于高速传动,如鼓风机、制氧机、汽轮机等;低速传动用于轧钢机械、矿山机械、起重运输机械等
	双圆弧齿轮机构	除具有单圆弧齿轮机构的优点外,弯曲强度高于渐开线齿轮机构;可用同一把滚刀加工一对齿轮;传动平稳;振动与噪声较单圆弧齿轮小				

(续)

名 称		主 要 特 点	应 用 范 围			
			传动比	传递功率	速度	应用实例
圆锥齿轮机构	直齿圆锥齿轮机构	轴向力小,可用滑动轴承;比曲线锥齿容易制造;可制成鼓形齿	1~8	到 500PS	< 5m/s	应用于机床、汽车、拖拉机及其他机械中轴线相交的传动
	曲线圆锥齿轮机构	比直齿圆锥齿轮机构平稳;噪声小;承载能力大;由于螺旋角产生轴向力	1~8	到 5000PS	> 5m/s; > 40m/s 时,需磨齿	应用于汽车驱动桥传动,机床,拖拉机等传动
双曲面齿轮机构		比圆弧锥齿轮机构传动更平稳,利用偏置距增大小齿轮直径,因而可增加小齿轮刚性,实现两端支承;沿齿长方向有滑动,需用双曲面齿轮轴	1~10,用于代替蜗杆传动时,传动比可达 50~100	到 1000PS	> 5m/s	最广泛用于越野小客车,也可用于卡车,可代替蜗杆传动
蜗杆机构	圆柱蜗杆机构	普通圆柱蜗杆机构	8~80	到 200kW	$\leq 15\text{m/s} \sim 35\text{m/s}$	多用于中、小负荷,间歇工作情况,如轧钢机压下装置、小型转炉倾动机构等
		圆弧齿圆柱蜗杆机构				
	圆弧回转型蜗杆机构		5~100	到 4500kW		应用于轧机压力装置、各种绞车、冷挤压机、转炉、军工产品及其他冶金矿山设备
	锥蜗杆机构		10~350			应用于要求结构紧凑的场合
渐开线齿轮行星传动	普通渐开线齿轮行星传动		NGW 型单级 2.8 ~ 12.5; 两级 14 ~ 160; 三级 100 ~ 2000	NGW 型达 6500kW	高低速均可	NGW 主要用于冶金、矿山、起重运输等低速重载机械设备,也用于压缩机、制氧机、船用等减速传动
	少齿差行星传动		单级 10 ~ 100	最大 45kW 常用 $\leq 10\text{kW}$		用于农业、轻工业、化工、电工机械、仪表、机床附件、起重运输、工程机械等

(续)

名 称	主 要 特 点	应 用 范 围			
		传动比	传递功率	速度	应用实例
摆线针轮行星传动	传动比大;传动效率高;带针齿套的单级传动效率达 90% ~ 94%;运动平稳;噪声低;结构紧凑,体积小,质量轻;在功率与传动比相同的条件下,体积和质量约为定轴式减速器的 50% ~ 70%;过载和耐冲击能力强;故障少;寿命长;维护简单;转臂轴承受径向力较大	单级减速 11 ~ 87 (一般为奇数);两级 121 ~ 7569;多级 10^6 或更大			用于石油化工、起重运输、冶金矿山、机械制造、地质钻探、轻工纺织、医疗器械等
谐波齿轮传动	传动比大,范围广;元件少,体积小,质量轻,在相同条件下比一般齿轮减速器元件少 50%,体积和质量减少 20% ~ 50%;同时啮合齿数多,双波传动在受载情况下同时啮合齿数可达总齿数的 20% ~ 40%,所以承载能力高;误差可相互补偿,所以运动精度高。可采用整体谐波器达到无侧隙啮合;运转平稳;噪声低;可通过密封壁传递运动,传动效率高,传动比 100 时,效率达 69% ~ 90%。但主要元件柔轮的制造工艺较普通齿轮复杂	单级 1.002 ~ 1.02 (波发生器固定,柔轮主动时); 50 ~ 500 (柔轮或刚轮固定,波发生器主动时);采用行星波发生器 150 ~ 4000 采用复波可达 2×10^6	几瓦到几十千瓦		主要用于航空、宇航飞行器、原子能、雷达系统等,也用于造船、汽车、坦克、机床、仪表、纺织、起重运输、医疗机械,如机床进给分度机构,自动系统中执行机构和数据传递装置,光学机械中的精密谐波齿轮传动等

1.2 渐开线齿廓

渐开线齿廓是目前工程实际中应用最广泛的一种齿廓曲线,渐开线齿廓的啮合理论、切齿机床、切齿工艺、切齿刀具及齿轮测量仪器都比较成熟。下面讨论渐开线齿轮的啮合原理和几何计算。

1.2.1 渐开线的形成原理

如图 1-19 所示,当直线 L 沿半径 r_b 的某圆周作无滑动滚动时,该直线从位置 I - I 顺时针方向滚动到位置 II - II 时,直线上任意点 K 在平面上形成的轨迹 $\widehat{AK}$ 就是圆的渐开线。该圆称为渐开线的基圆,直线 L 称为渐开线的发生线。如图 1-20 所示,渐开齿轮齿廓是由两条对称渐开线组成的。

1.2.2 渐开线的性质

由渐开线的形成过程可知,渐开线具有以下性质:

(1) 图 1-19 中发生线与基圆切点 B 到渐开线一点 K 的直线段 $\overline{BK}$,等于渐开线起点 A 到切点 B 间的弧长 $\widehat{AB}$,即 $\overline{BK} = \widehat{AB}$ 。

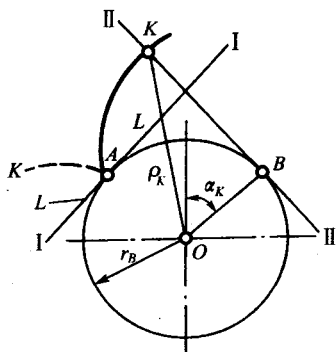


图 1-19 渐开线的形成

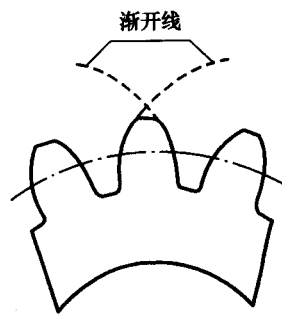


图 1-20 渐开线齿轮齿廓的形成

(2) 发生线 BK 是渐开线在 K 点的法线, 发生线与基圆的切点 B 是渐开线在 K 点的曲率中心, 线段 $\overline{KB}$ 为其曲率半径。由图 1-19 可得:

$$\overline{BK} = \rho_K \tan \alpha_K$$

式中 α_K ——渐开线在 K 点的压力角。

(3) 同一基圆生成的同向渐开线间的距离彼此相等, 并等于两渐开线起点间的基圆弧长, 即图 1-21 中 $\widehat{A_1 A_2} = \widehat{K_1 K'_1} = \widehat{K_2 K'_2} = \widehat{K_3 K'_3} = \dots$ 。

(4) 渐开线上各点的曲率半径不等。由图 1-19 可知, 渐开线愈接近基圆的部分的曲率半径愈小, 渐开线愈弯曲。

(5) 渐开线的形状与基圆大小有关。图 1-22 中 $r_{b1} < r_{b2}$, 渐开线 1 比渐开线 2 弯曲厉害。当基圆半径为无穷大时, 渐开线就变成直线了, 即齿条齿廓。

(6) 同一基圆生成的任意两条反向渐开线的公法线长度处处相等, 即图 1-23 所示 $\overline{K_1 K_2} = \overline{K'_1 K'_2}$ 。

(7) 基圆内无渐开线。

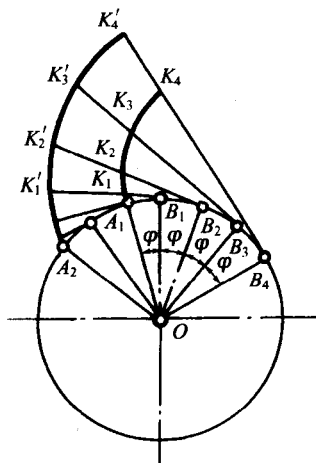


图 1-21 同向渐开线间距

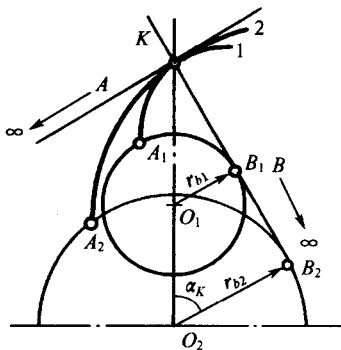


图 1-22 渐开线与基圆关系

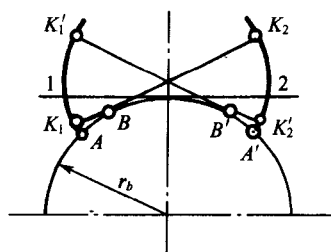


图 1-23 异向渐开线间距

1.2.3 渐开线的压力角

图 1-24 所示齿廓 C_2 由齿廓 C_1 (图中未画出) 推动作顺时针转动, 忽略齿面间摩擦力不计,

正压力 F_n 的方向沿过齿廓 K 点的法线方向,即沿 $\overline{KN}$ 方向。
齿廓 C_2 上 K 点的速度 v_K 与正压力 F_n 方向之间所夹的锐角 α_K 称为渐开线齿廓上任一点的压力角。

由图 1-24 可得:

$$\cos \alpha_K = \frac{r_b}{r_K}$$

式中 α_K ——渐开线上 K 点的向径。

由上式可知,渐开线上各点的压力角是随相应的向径变化的。齿顶圆的向径 r_K 最大,所以齿顶圆压力角 α_a 最大,基圆压力角 α_b 等于零。

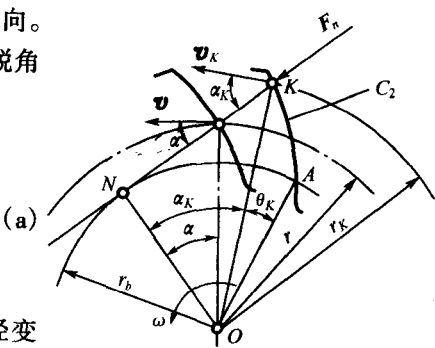


图 1-24 渐开线齿廓的压力角

1.2.4 渐开线的极坐标方程

图 1-22 中渐开线上任意点 K 的极坐标以 r_K 、 θ_K 表示, θ_K 为渐开线上任意点的展角。由

$$\triangle KON \text{ 得: } \tan \alpha_K = \frac{\overline{KN}}{r_b} = \frac{\widehat{AN}}{r_b} = \frac{r_b(\alpha_K + \theta_K)}{r_b} = \alpha_K + \theta_K$$

或
$$\operatorname{inv} \alpha_K = \theta_K = \tan \alpha_K - \alpha_K \tag{b}$$

上式表明, θ_K 随 α_K 变化,所以 θ_K 称为 α_K 的渐开线函数,工程上用 $\operatorname{inv} \alpha_K$ 表示 θ_K 。

工程上常将渐开线函数列成数表以备查用。表 1-2 仅摘录部分渐开线函数。

联立式(a)和式(b)便得到渐开线的极坐标方程为:

$$\left. \begin{aligned} r_K &= \frac{r_b}{\cos \alpha_K} \\ \operatorname{inv} \alpha_K &= \tan \alpha_K - \alpha_K \end{aligned} \right\} \tag{1-1}$$

表 1-2 渐开函数表

α°	次	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
11	0.00	23941	24495	25057	25628	26208	26797	27394	28001	28616	29241	29875	30518
12	0.00	31171	31832	32504	33185	33875	34575	35285	36005	36735	37474	38224	38984
13	0.00	39754	40534	41325	42126	42938	43760	44593	45437	46291	47157	48033	48921
14	0.00	49819	50729	51650	52582	53526	54482	55448	56427	57417	58420	59434	60460
15	0.00	61498	62548	63611	64686	65773	66873	67985	69110	70248	71398	72561	73738
16	0.0	07493	07613	07735	07857	07982	08107	08234	08362	08492	08623	08756	08889
17	0.0	09025	09161	09299	09439	09580	09722	09866	10012	10158	10307	10456	10608
18	0.0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	0.0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713
20	0.0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132
21	0.0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817
22	0.0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788

(续)

α°	次	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
23	0.0	23049	23312	23577	23845	24114	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	0.0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0.0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602
26	0.0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36798	37166	37537	37910
27	0.0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607
28	0.0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0.0	48164	48612	49064	49518	49976	50437	50901	51368	51838	52312	52788	53268
30	0.0	53751	54238	54728	55221	55717	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285

例 1-1 试查出 $\alpha_K = 20^\circ$ 的渐开线函数。

解 由表 1-1 直接查得 $\text{inv}20^\circ = 0.014904$

例 1-2 试查出 $\alpha_K = 22^\circ 18' 25''$ 的渐开线函数。

解 先由表 1-1 查得 $\text{inv}22^\circ 15' = 0.020775$ 和 $\text{inv}22^\circ 20' = 0.021019$, 渐开线函数每 $1'$ 差值

为:

$$\frac{0.021019 - 0.020775}{5} = 0.0000488$$

用插值法求得 $3' 25''$ 的渐开线函数为: $0.0000488 \left(3 + \frac{25}{60} \right) = 0.00016673$

所以求得: $\text{inv}22^\circ 18' 25'' = 0.020775 + 0.00016673 = 0.209417$

1.3 齿廓啮合基本定律

图 1-25 所示的啮合齿廓, 设齿廓 1 以角速度 ω_1 作匀速定轴转动, 齿廓 2 的瞬时角速度为 ω_2 , 两齿廓在任意点 K 接触, 则两齿廓在 K 点的线速分

别为:

$$\left. \begin{aligned} v_{K1} &= \omega_1 \overline{O_1 K} \\ v_{K2} &= \omega_2 \overline{O_2 K} \end{aligned} \right\} \quad (\text{a})$$

过 K 点作两齿廓的公法线 $\overline{nn}$ 与两齿轮连心线 $\overline{O_1 O_2}$ 交于 P 点, 速度 v_{K1} 和 v_{K2} 在公法线上的投影分别为:

$$v_{K1n} = v_{K1} \cos \alpha_{K1}; v_{K2n} = v_{K2} \cos \alpha_{K2}$$

由于主动齿轮齿廓带动从动齿廓运转时, 要求齿廓互不嵌入或分离, 即保持刚性接触, 所以两齿廓的线速度在公法线上的投影应当相等, 即

$$\omega_1 \overline{O_1 K} \cos \alpha_{K1} = \omega_2 \overline{O_2 K} \cos \alpha_{K2} \quad (\text{b})$$

再作 $\overline{O_1 N_1} \perp \overline{nn}$, $\overline{O_2 N_2} \perp \overline{nn}$, 由 $\triangle O_1 N_1 K$ 和 $\triangle O_2 N_2 K$ 得:

$$\left. \begin{aligned} \overline{O_1 N_1} &= \overline{O_1 K} \cos \alpha_{K1} \\ \overline{O_2 N_2} &= \overline{O_2 K} \cos \alpha_{K2} \end{aligned} \right\} \quad (\text{c})$$

将式(c)代入式(b)得齿轮机构的瞬时传动比的计算公

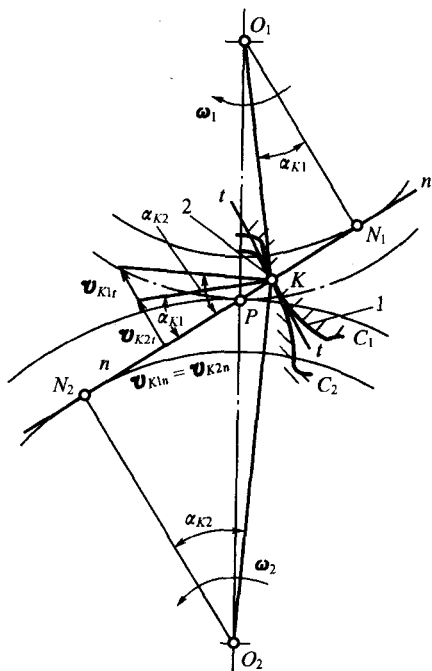


图 1-25 齿廓啮合基本定律

式为:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2 N_2}}{\overline{O_1 N_1}} \quad (d)$$

又由于 $\triangle O_1 P N_1 \sim \triangle O_2 P N_2$, 得 $\frac{\overline{O_2 N_2}}{\overline{O_1 N_1}} = \frac{\overline{O_2 P}}{\overline{O_1 P}}$, 将上式代入式(d)得:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2 P}}{\overline{O_1 P}} = \frac{r'_2}{r'_1} \quad (1-2)$$

式(1-2)表明, 相互啮合传动的一对齿轮的任意瞬时传动比, 都与其连心线 $\overline{O_1 O_2}$ 被其啮合齿廓在接触处的公法线分成反比的两线段。这一几何规律称为齿廓啮合基本定律。

上述两齿廓接触点所作的齿廓公法线与两齿轮中心线 $\overline{O_1 O_2}$ 的交点 P 称为啮合节点, 简称节点。

由式(1-2)可知, 若要求 $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{常数}$, 则应使 $\frac{\overline{O_2 P}}{\overline{O_1 P}} = \text{常数}$ 。由于齿轮中心距 $\overline{O_1 O_2}$ 为定值, 所以要使 $\frac{\overline{O_2 P}}{\overline{O_1 P}} = \text{常数}$, 则节点 P 在连心线上的位置必须为一固定点。由此得出结论: 要使两齿轮的瞬时传动比恒定, 则不论齿廓在何处接触, 过接触点所作的齿廓公法线必须与两齿轮的连心线相交于一固定点 P 。

以 O_1 、 O_2 为圆心, 以 $\overline{O_1 P}$ 、 $\overline{O_2 P}$ 为半径作圆, 两个圆称为节圆。由于 $\omega_1 \overline{O_1 P} = \omega_2 \overline{O_2 P}$, 即 $v_{P1} = v_{P2}$, 所以两定比传动的齿轮的节圆无滑动地滚动。

由式(1-2)可知, 若要求两齿轮的传动比按给定规律变化, 则节点不是固定点, 而是按给定的传动比规律在连心线上移动, P 点运动的轨迹不是圆周, 而是一条非圆曲线, 称为节线。

凡符合啮合基本定律的一对齿廓称为共轭齿廓。一般来说, 任意给定一条齿廓曲线, 就能根据齿廓啮合基本定律画出其共轭齿廓曲线。

1.4 渐开线齿廓符合齿廓啮合基本定律

图 1-26 所示的一对渐开线齿廓在 K 点接触。由渐点作的公法线 $\overline{N_1 N_2}$ 同时与两齿轮基圆相切, 即 $\overline{N_1 N_2}$ 线为两基圆的内公切线。当基圆与齿轮中心 O_1 、 O_2 一定时, 两基圆在一方向只有一条内公切线。所以, 两渐开线齿廓无论在何处接触(如图 1-26 所示 K_2 点), 过接触点所作的公法线必与公法线 $\overline{N_1 N_2}$ 重合, 且与两轮中心连线 $\overline{O_1 O_2}$ 交于一固定点 P 。由此可知, 渐开线齿廓既满足齿廓啮合定律:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2 P}}{\overline{O_1 P}} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} \quad (1-3)$$

又保证传动比恒定。

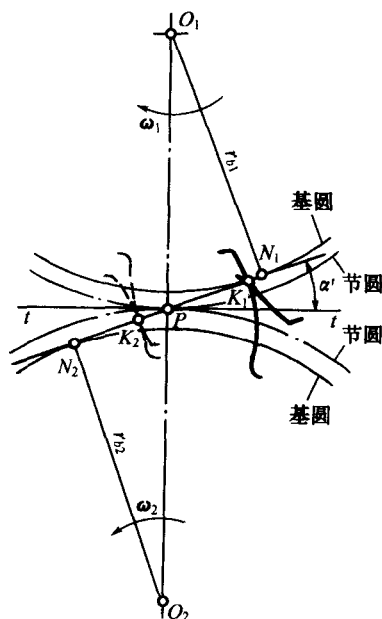


图 1-26 渐开线齿廓满足齿廓啮合基本定律