

机械原理

下册

高等学校試用教科書



机械原理

JIXIE YUANLI

(修訂本)

下 册

134011

西北工业大学等校編

人民教育出版社

本书系以西北工业大学机械原理及机械零件教研组所編之机械原理（1960年由人民教育出版社出版）为基础，于1961年3月間，經過西北工业大学、天津大学、哈尔滨工业大学、太原工学院、山东工学院、浙江大学、南京工学院等校机械原理課程的有关教师集体修改后而出版的。修改时注意吸取了各校几年来教育革命的成果，并选用了部分院校所編教材中的某些內容。

全书共計十三章，分上、下两册出版。上册包括：緒論，机构的結構分析，机械中的摩擦，平面机构的运动分析，平面机构的动态靜力分析，机組的運轉和調速，机械的平衡，凸輪机构及其設計等八章；下册包括：齿輪机构及其設計，輪系及其設計，平面連杆机构及其設計，間歇传动机构及其他常用机构等五章。

本书可作高等工业学校机械类专业“机械原理”課程的試用教科书，也可供非机械类专业师生及有关技术人員参考。

簡 裝 本 說 明

目前850×1168毫米規格紙張較少，本书暫以787×1092毫米規格紙張印刷，定价相应减少20%。希鉴諒。

机 械 原 理（修訂本）

下 册

西北工业大学等校編

人民教育出版社出版

高等学校教学用书編輯部
北京宣武門內承恩寺7号

北京市书刊出版业营业許可証出字第2号

京 华 印 书 局 印 刷

新华书店科技发行所发行

各 地 新 华 书 店 經 售

統一書号 15010·1023 开本 787×1092 1/32 印张 8

字数 215,000 印数 00001—15,000 定价(7) 0.75

1960年9月合訂本第1版(53,000册)

1961年6月第1版 1961年6月北京第1次印刷

高等学校試用教科書



机 械 原 理

JIXIE YUANLI

(修訂本)

下 册

西北工业大学等校編

人 民 教 育 出 版 社

下册目录

第九章 齒輪机构及其設計	259
I 齒輪傳動的基本知識	259
§ 9-1 概述	259
§ 9-2 齒輪机构的分类	260
§ 9-3 齒廓嚙合的基本定律	265
§ 9-4 漸開綫及其性質	266
§ 9-5 漸開綫齒廓的定傳動比傳動	271
§ 9-6 標準齒輪各部分的名称及其基本尺寸	272
§ 9-7 漸開綫齒輪正確嚙合的条件	278
§ 9-8 標準漸開綫齒輪的嚙合傳動	280
§ 9-9 任意半徑上的齒厚	288
II 漸開綫齒輪傳動的質量指标	289
§ 9-10 漸開綫齒輪連續傳動的条件及其重迭系数	289
§ 9-11 滑动系数	296
§ 9-12 几何压力系数及比压系数	302
III 齒輪制造	307
§ 9-13 齒輪制造的基本原理及方法	307
§ 9-14 漸開綫齒廓的根切現象	315
§ 9-15 標準齒輪不发生根切現象的最少齿数	318
IV 移距修正齒輪傳動	321
§ 9-16 以齿条型刀具切削移距修正齒輪的計算基础	321
§ 9-17 移距修正齒輪傳動	332
§ 9-18 移距系数的选择	339
V 斜齒圓柱齒輪傳動	340
§ 9-19 斜齒圓柱齒輪概述	340
§ 9-20 斜齒圓柱齒輪的周节、模数及压力角	342
§ 9-21 斜齒圓柱齒輪傳動的重迭系数	344
§ 9-22 斜齒圓柱齒輪的当量齿数(又称选刀齿数或誘导齿数)	345
§ 9-23 斜齒圓柱齒輪的正確嚙合条件	347
§ 9-24 斜齒圓柱齒輪的齿頂系数、齿根系数、徑隙系数及移距系数	348
§ 9-25 斜齒圓柱齒輪傳動的几何計算	348
§ 9-26 斜齒圓柱齒輪的优缺点、人字齒輪	349
VI 相錯軸之間的齒輪傳動机构	353

§ 9-27 螺旋齒輪傳動	353
§ 9-28 蝸輪蝸杆傳動	357
VII 相交軸之間的齒輪傳動機構	367
§ 9-29 圓錐齒輪概述	367
§ 9-30 圓錐齒輪的齒廓曲綫	369
§ 9-31 圓錐齒輪的背錐(輔助圓錐)及當量齒數	371
§ 9-32 圓錐齒輪的標準尺寸及其修正	374
§ 9-33 圓錐齒輪的製造	376
§ 9-34 圓弧錐齒輪	377
VIII 擺綫齒輪與針輪的基本知識	380
§ 9-35 擺綫齒輪	380
§ 9-36 針輪	384
IX 新型齒輪——	385
§ 9-37 圓弧點嚙合齒輪	385
習題	390
第十章 輪系及其設計	409
§ 10-1 輪系的功用及其分類	409
§ 10-2 輪系的傳動比及其符號	413
§ 10-3 定軸輪系傳動比的計算	414
§ 10-4 我國古代發明的指南車與記里鼓車	417
§ 10-5 周轉輪系及其傳動比的計算	420
§ 10-6 混合輪系傳動比的計算	430
§ 10-7 定軸輪系的效率	431
§ 10-8 行星輪系的效率	434
§ 10-9 輪系設計	433
習題	452
第十一章 平面連杆機構及其設計	456
§ 11-1 概述	456
§ 11-2 四杆機構的基本型式及其條件	458
§ 11-3 四杆機構的派生型式	463
§ 11-4 四杆機構設計的基本問題	463
§ 11-5 用圖解法設計平面四杆機構	469
§ 11-6 用分析法設計平面四杆機構	476
§ 11-7 用實驗法設計平面四杆機構	479
習題	481
第十二章 間歇傳動機構	483
§ 12-1 概述	483

§ 12-2 棘輪机构	483
§ 12-3 擒纵机构	487
§ 12-4 槽輪机构	488
§ 12-5 間歇齿輪及星輪机构	490
第十三章 其他常用机构	493
§ 13-1 概述	493
§ 13-2 变角传动机构——万向鉸鏈	493
§ 13-3 螺旋机构	499
§ 13-4 反向机构	501
§ 13-5 自动控制或調节的机构和裝置	503
主要参考书目	507

第九章 齒輪機構及其設計

I 齒輪傳動的基本知識

§ 9-1 概述

齒輪機構是應用最廣泛的傳動機構之一。它可以用來傳遞平行軸、相交軸以及相錯軸之間的傳動，因此幾乎所有近代的機械和儀器中均用到齒輪傳動。

齒輪機構也是應用最早的一種傳動機構。遠在公元 168~189 年我國漢靈帝時代所造的翻水車，公元 235 年三國時代馬鈞所發明的指南車以及公元 265~349 年晉朝時代解飛和魏猛所發明的記里鼓車中均已應用了完整的齒輪機構。根據這些記載，可以肯定地說，齒輪在我国的發明還遠遠地在這些記載之前。我國對於齒輪的發明不但很早，而且在全國範圍內的應用也很廣泛。在劉仙洲教授所著“中國在傳動機件方面的發明”一文中，就列舉了很多齒輪傳動的應用實例，其中有些齒輪傳動直到今天還為勞動人民廣泛地採用着。水車就是個很好的例子，雖然由於地區及其自然條件的不同，所採用的動力有畜力、風力或水力之別，但是齒輪傳動的型式却是相似的。其他如水磨等等，也是如此。

早期的齒輪傳動多用木料制成，其輪齒齒廓也多为直綫，所以當時的齒輪傳動不僅承載能力很小，而且其傳動質量也很低，只能傳遞兩軸之間的回轉運動，並不能保證一定的傳動比^①，也不能保證傳動的平穩。隨着冶金技術的發展，人們採用了金屬鑄造的齒輪，因此提高了齒輪傳動的承載能力和傳動速度。但是由於齒廓曲綫的不正確，動負荷

① 傳動比是指互相傳動的两构件之間瞬時角速度之比。

便成了一個突出的問題，因而促使當時的機械工作者來從事研究齒廓的理論問題和齒輪的加工製造問題。十六世紀時人們已知應用擺線作為齒輪的齒廓，到 1765 年，俄羅斯科學院院士歐拉(Л. Эйлер)又建議採用漸開線作為齒輪的齒廓曲線，於是齒輪原理進一步得到發展。但十八世紀初還多用鑄造齒輪。十八世紀中葉已採用分度法銑切齒輪。直至 1829 年出現了第一部插齒機床以後，解決了大量生產高精度齒輪的問題，從此齒輪的應用便更加廣泛了。齒輪的發展過程，充分地說明了一門科學技術的發展是與生產的發展以及其他有關科學技術的發展密切聯系的，而尤其有賴於生產的發展。

現代齒輪的適用範圍很廣。齒輪直徑可以小至 1 毫米，大至 12 米；傳遞的動力可達 50000 馬力；圓周速度可達 150 米/秒以上。由於齒輪的適用範圍很廣，效率較高，而且耐久可靠，因此在現代的各種機械中都廣泛地應用齒輪傳動，特別由於近來齒輪製造工藝的發展，許多特种齒輪加工機床相繼出現，使齒輪製造走向大量生產，而且使加工精度也不斷提高。加以修正齒輪的廣泛採用，使齒輪的應用範圍更加擴大，因此，齒輪在機器製造業中的重要性也就更為顯著。尤其是近來點嚙合的新型齒輪的出現，將進一步地促進機器製造業的發展。

§ 9-2 齒輪機構的分類

按照互相嚙合的一對齒輪的相對運動為平面運動或空間運動，齒輪機構可以分為平面齒輪機構及空間齒輪機構兩類：

(1) 平面齒輪機構——凡互相傳動的一對齒輪，其相對運動為平面運動者稱為平面齒輪機構。平面齒輪機構的兩輪軸互相平行，故兩輪各點的運動平面也互相平行。在平面齒輪機構中，當傳動比為常數時，構成齒輪機構的一對齒輪必為圓柱形的齒輪或簡稱圓柱齒輪。按照輪齒和輪軸的相對方向，圓柱齒輪又可分為：

a) 直齒圓柱齒輪——俗稱正齒輪，其輪齒的素線與軸互相平行。

正齿轮传动按照两轴的运动方向又可分为:

i) 外接齿轮传动——两齿轮的转动方向相反,如图 9-1 所示。

ii) 内接齿轮传动——两齿轮的转动方向相同。如图 9-2 所示。

iii) 齿轮与齿条传动,如图 9-3 所示。

b) 斜齿圆柱齿轮——俗称斜齿轮,其轮齿的素线形是对轮轴倾斜某一角度的直线,如图 9-4 所示。斜齿轮也可以分为外接齿轮、内接齿轮以及齿轮与齿条等三种传动。

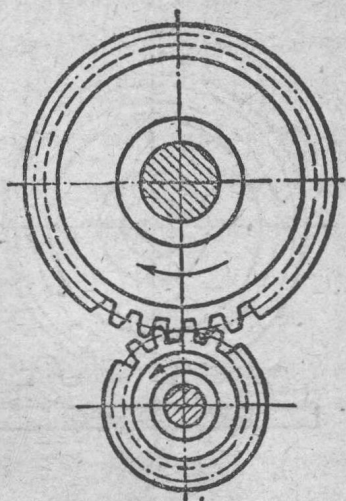


图 9-1

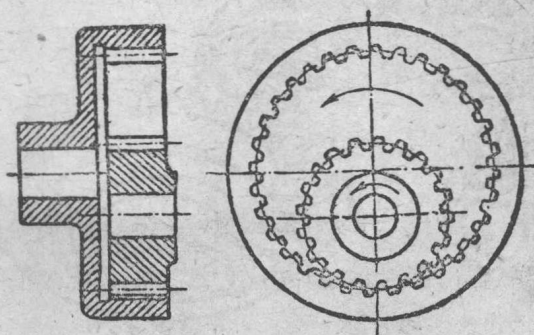


图 9-2

(2) 空间齿轮机构——凡互相传动的一对齿轮,其相对运动为空间运动者称为空间齿轮机构。在空间齿轮机构中,两轮的的运动平面互不平行。空间齿轮机构按其两轴轴的相对位置又可分为两种:

a) 传递相交两轴运动的齿轮机构——如图 9-5 所示,传递相交两轴的运动的齿轮机构为圆锥齿轮(或称伞齿轮)。其轮齿是排列在圆锥

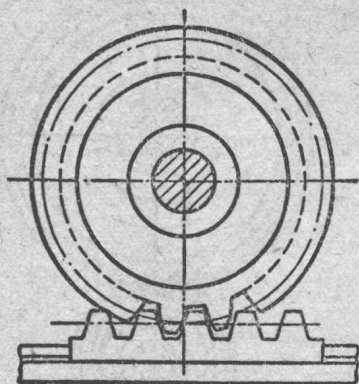


图 9-3

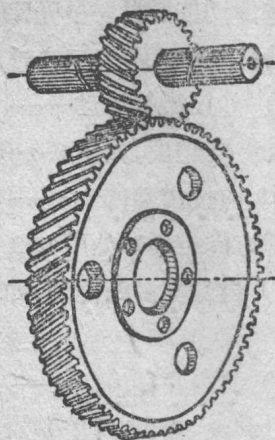


图 9-4

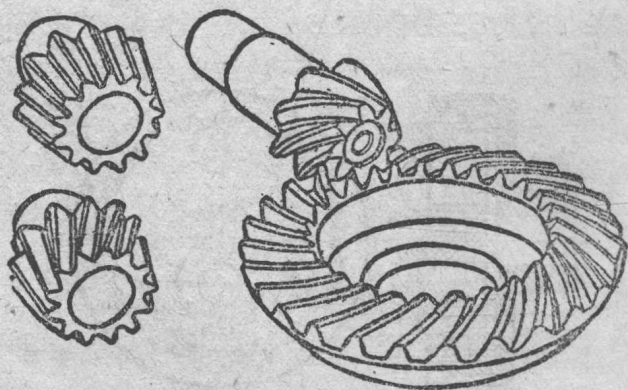


图 9-5

体表面上的。依其輪齒的形狀，圓錐齒輪又分為直齒圓錐齒輪、斜齒圓錐齒輪及曲齒圓錐齒輪三種。

b) 傳遞相錯兩軸（不平行也不相交）的運動的齒輪機構——這又有下列三種：

i) 雙曲綫體齒輪傳動——如圖 9-6 所示，雙曲綫體齒輪的輪齒排

列在双曲线体的表面上，輪齿的素綫为傾斜的直綫。双曲线体齒輪虽有百年以上的历史，但是由于制造困难，而且在傳动时沿輪齿的方向有很大的滑动，故实际上很少应用。

ii) 螺旋齒輪傳动——如图 9-6 所示，若仅截取双曲线体中頸部的一段 A_2 及 B_2 ，并近似地以圓柱齒輪来代替，則成为螺旋齒輪傳动(如图 9-7 所示)。組成螺旋齒輪傳动的齒輪也是圓柱齒輪，只不过兩輪的

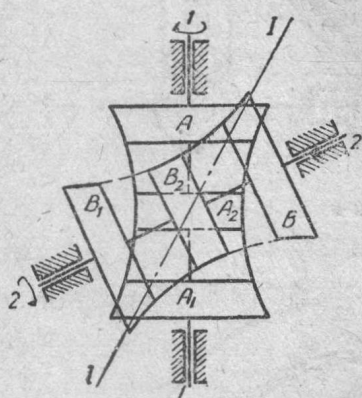


图 9-6



图 9-7

軸是相錯的而已。一般螺旋齒輪傳动的兩軸之間夾角(指兩軸在与其平行的平面上的投影的夾角)可以为任意值。当兩軸互相垂直，而且傳动比很大，以致小輪的輪齿能繞其輪面达一周以上时，則这种螺旋齒輪傳动特称为蝸杆与蝸輪傳动(如图 9-8 所示)。

iii) 偏斜錐齒輪傳动——如图 9-6 所示，若仅取双曲线体远离頸部的兩段 A_1 及 B_1 ，并近似地以圓錐齒輪来代替，則成为偏斜圓錐齒輪傳动，亦即所謂海抜齒輪(типoidные колеса)，如图 9-9 所示。組成这种齒輪傳动的齒輪与曲齿圓錐齒輪的外形相似，所不同者只是其兩輪軸并不相交而已。

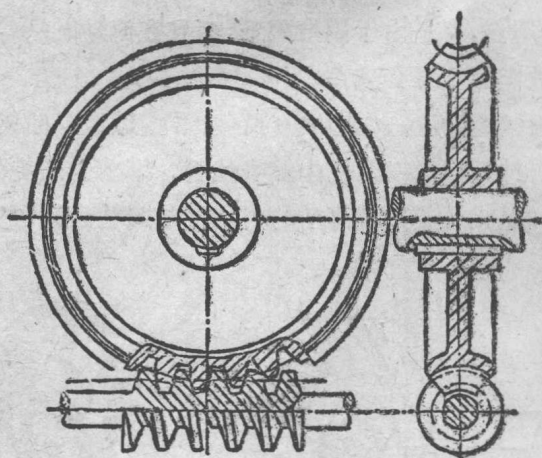


图 9-8

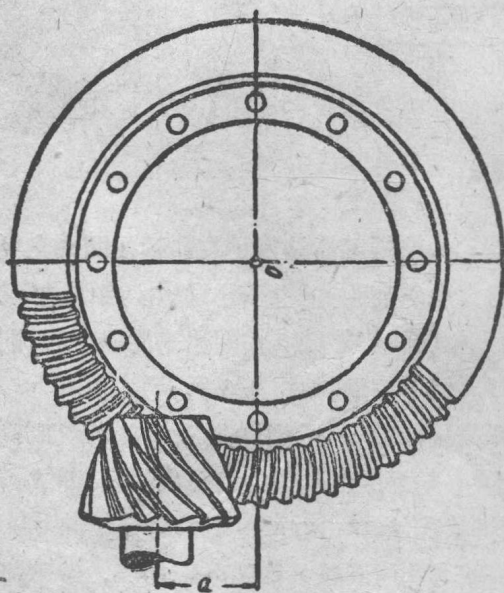


图 9-9

§ 9-3 齿廓啮合的基本定律

对齿轮传动最重要的要求就是其传动比必须恒为常数。否则当原动轮以等角速度回转时，其从动轮的角速度将为变数，从而产生惯性力。这种惯性力不仅影响到齿轮的寿命而使其过早地破坏，同时也引起机器的振动，从而影响其工作精度。

当然，若就齿轮转动的周数而论，则不论齿廓形状如何，齿轮传动的转数比恒能维持不变，且与其齿数成反比。但若欲使其每一瞬时的角速比亦为常数，则如前述，齿廓的形状便必须符合一定的条件。

为了弄清这一问题，首先有必要对轮齿角速比的变化规律加以研究。

如图 9-10 所示，齿轮 1 与 2 的齿廓 ϑ_1 与 ϑ_2 在 K 点相接触。两轮的角速度分别为 ω_1 与 ω_2 。过 K 点作两齿廓的公法线 NN ，与连心线 O_1O_2 相交于 P 点，则 P 点即为两齿轮的相对运动瞬心。因轮齿传动实为高副机构的接触传动，故由式(4-5)知其传动比为

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P}, \quad (9-1)$$

即两轮的角速度与连心线被齿廓接触点的公法线所分得的两线段成反比。

以上关系也可用下面方法求得。齿廓 ϑ_1 上 K_1 点的速度 $v_1 (= \omega_1 \times O_1K)$ ；齿廓 ϑ_2 上 K_2 点的速度为 $v_2 (= \omega_2 \times O_2K)$ 。 K_2 点与 K_1 点的速度 v_2 与 v_1 的关系应为

$$\overline{v_2} = \overline{v_1} + \overline{v_{21}},$$

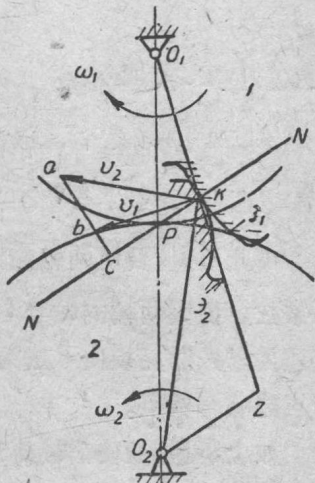


图 9-10

式中 $\overline{v_1}$ 的大小和方向全知，而 $\overline{v_2}$ 与 $\overline{v_{21}}$ 的方向（后者与公法綫 NN 垂直）亦为已知。故可作其速度多边形，如图中所示的 Kab 即为其速度多边形。

过 O_2 作 $O_2Z \parallel NN$ 使与 O_1K 的延長綫交于 Z 点。因 $\triangle Kab$ 与 $\triangle KO_2Z$ 的三边互相垂直，故 $\triangle Kab \sim \triangle KO_2Z$ ；因而

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{KZ}{O_2K},$$

或
$$\frac{\omega_1 \times O_1K}{\omega_2 \times O_2K} = \frac{KZ}{O_2K},$$

亦即
$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{KZ}{O_1K}.$$

又因 $\triangle O_1O_2Z \sim \triangle O_1PK$ ，故

$$\frac{KZ}{O_1K} = \frac{O_2P}{O_1P},$$

因而
$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P}.$$

由此可見，要使兩輪的角速比（或傳動比）恒定不變，則應使 $\frac{O_2P}{O_1P}$ 恒为常数。但因兩輪的軸心 O_1 及 O_2 为定点，即 O_1O_2 为定长，故欲滿足上述要求，則必須使 P 成为連心綫上的一个固定点。此固定点 P 称为节点或嚙合极点。

如上所述，欲使齒輪傳動得到定傳動比，則其齒廓的形状必須符合下列条件，即：不論輪齒齒廓在任何位置接觸時，過接觸點所作齒廓的公法綫必須通過节点 P 。此即为齒廓嚙合的基本定律。

凡能适合上述定律而互相嚙合的一对齒廓称为共軛齒廓。理論上共軛齒廓有无穷多；任意給定一个一定曲綫的齒廓，都可以求出与其共軛的另一齒廓。但是这样的任意齒廓往往在繪制、加工、安装和使用方面都不方便，而且又不能互換，所以工程上通用的齒廓曲綫多为摆綫和漸开綫两种。由于漸开綫齒廓易于制造和安装，而且互換性大，故近代齒輪几乎完全应用漸开綫齒廓。

§ 9-4 漸开綫及其性质

如前所述，現代絕大部分的齒輪齒廓曲綫是漸开綫。为了研究漸

开綫齒輪的特性,就有必要对漸开綫的性質加以詳細的研究。

如图 9-11 所示,当一直綫沿一圓周作純滚动(即无滑动的滚动)时,此直綫上任一点的軌迹即称为該圓的漸开綫。此圓称为漸开綫的基圓,而該直綫則称为其发生綫。

根据漸开綫的形成过程,知其有以下特性:

(1) 因发生綫在基圓上作无滑动的滚动,故发生綫上所滾过的一段长度必等于其在基圓上所滾过的一段圓弧的长度,即

$$\overset{\frown}{AB} = BK.$$

(2) 当发生綫 $II-II$ 沿基圓作无滑动的滚动时, B 点为其瞬时中心,故其上 K 点附近的一微段曲綫可視為以 B 为圓心以 BK 为半徑的一段圓弧。因此綫段 BK 即为漸开綫在 K 点的曲率半徑,

而且 BK 綫就是漸开綫在 K 点的法綫。由此可見,漸开綫愈接近基圓的部分,其曲率半徑愈小而曲率愈大。

又因为 BK 綫切于基圓,从而得出以下結論:漸开綫上任意一点的法綫必与其基圓相切;反之亦然(即基圓上的切綫必为漸开綫上某一点的法綫)。

(3) 漸开綫的形状完全决定于基圓的大小。在同样大小的基圓上所生成的漸开綫亦必完全相同;反之,若基圓的大小不同,則其生成的漸开綫也不相同。如图 9-12 所示,当基圓

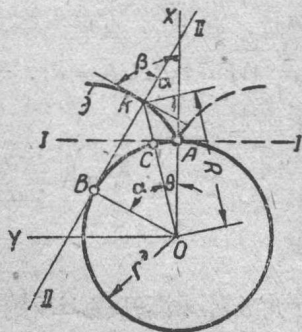


图 9-11

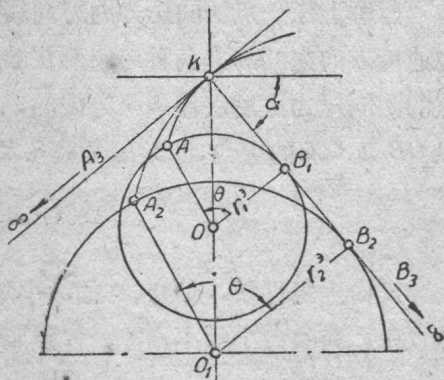


图 9-12

愈大时，漸开綫在其对应点(如 K 点)上的曲率半徑 ρ 亦愈大，即漸开綫的曲率愈小。又假如基圓半徑为无穷大，則其漸开綫将成为垂直于 B_3K 的直綫，以后所要討論的齿条，其齿廓就是直綫。

(4) 基圓以內无漸开綫。

根据漸开綫的定义可以导出漸开綫的数学方程式。

如图 9-11 所示，当发生綫沿逆时針方向由 $I-I$ 位置滾到 $II-II$ 位置时，其上 A 点展出漸开綫 AK 。連 OA , OK 及 OB ，且令 $\angle AOK = \theta$, $\angle KOB = \alpha$, $OK = R$, $r^2 =$ 基圓半徑，則 K 点的极坐标由角 θ 和向徑 R 来确定。

$$\text{因} \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{BK}{OB} = \frac{\overset{\frown}{AB}}{r^2} = \frac{r^2(\alpha + \theta)}{r^2} = \alpha + \theta,$$

$$\text{故} \quad \theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha.$$

角 θ 称为漸开綫 AK 的展角，又称为角 α 的漸开綫函数，其值随参数 α 而异。在工程上漸开綫函数通常用 $\operatorname{inv} \alpha$ 表示，即

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha. \quad (9-2)$$

当 α 已知时，則可由上式求出漸开綫函数 $\operatorname{inv} \alpha$ ；反之亦然。工程上已将不同 α 值的漸开綫函数列成漸开綫函数表(見表 9-1)，以便应用。

齿廓上任一点法向压力的方向綫(即齿廓曲綫在該点的法綫)和該点速度方向之間的夹角称为齿廓在該点的压力角。今漸开綫齿廓上 K 点的法向压力是沿法綫 KB 方向的，而 K 点速度的方向垂直于 OK ，所以 OB 及 OK 的夹角，即为漸开綫在 K 点的压力角。由图可知

$$\cos \alpha = \frac{r^2}{R}. \quad (9-3)$$

又由上式可知，压力角 α 的大小随 K 点的位置而异，亦即漸开綫上各点压力角的大小并不相等， K 点距輪心愈远(即 R 愈大)时其压力角愈大。