

变位齿轮

王 銘 勛 著

机械工业出版社

变 位 齿 轮

王 銘 勛 著

机 械 工 业 出 版 社

标准渐开线齿轮是变位齿轮的一类型。有切削(齿形)变位和安装(啮合)变位,前者还可以分为径向变位和切向变位。

本书系统地叙述了直齿圆柱齿轮、内齿轮、斜齿圆柱齿轮、圆锥齿轮和蜗轮蜗杆等变位齿轮的形成、几何尺寸的确定法,啮合条件和指标以及有关切削上的某些问题。为了读者能够理解变位齿轮又能作实际运算,书中对于公式、图表都作了诱导说明或附使用例。对于每一种齿轮都举有较详细的计算例。书末附有齿轮分析实例,参考用变位系数表和正确计算或进一步研究变位齿轮所必需的 $\xi_0 - \lambda_0 - \sigma_0$ 函数表。

本书可作为高等工业学校机械制造类专业的学生和机械制造设计技术人员在变位齿轮方面的参考书。

文中如有错误之处,请读者们提出并欢迎批评。

变 位 齿 轮

王 铭 助 著

*

机械工业出版社出版(北京苏州胡同141号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

*

开本 787×1092¹/₁₆·印张 8⁵/₈·插页 1·字数 269千字

1958年8月北京第一版·1965年11月北京第三次印刷

印数 10,651—20,150·定价(科七) 1.40元

*

统一书号: 15033·981(1506)

目次

序	4	1 齒輪的基本尺寸	57
採用符號的說明	5	2 內齒輪的干涉	58
I 緒言	7	1 漸開綫干涉	58
II 漸開綫變位齒輪的理論基礎	8	2 過渡干涉	59
1 漸開綫及其滾切法	8	3 齒頂干涉	59
2 漸開綫圓柱齒輪的嚙合方程	10	V 直齒圓柱齒輪和內齒輪的計算例	61
3 漸開綫圓柱齒輪的干涉和腹切	10	1 直齒圓柱變位-正齒輪 (為改進嚙合性能)	61
4 變位齒輪的形成和其嚙合方程	15	2 直齒圓柱變位-正齒輪 (為湊配中心距離)	62
1 變位切削和無腹切變位系數的決定	15	3 直齒圓柱變位內齒輪	63
2 變位齒輪的嚙合方程	18	VI 斜齒圓柱齒輪	64
3 齒隙 C_n 和嚙合方程的計算	20	1 端面齒形	64
5 變位齒輪的尺寸	24	2 法面齒形	65
1 徑向間隙取標 准值 $c_0^* m_0$	24	3 無腹切最小齒數 $(Z_n)_{\min}$	67
2 DIN 的計算法	25	4 公法綫齒厚和嚙合方程	69
3 比例分配法	25	5 嚙合方程計算上的問題	71
6 齒厚的檢查和嚙合性能的計算	25	6 變位斜齒圓柱齒輪的計算例	75
1 齒頂厚 S_e	26	VII 圓錐齒輪	80
2 嚙合系數 ϵ	28	1 施別爾 (A.Schiebel) 式的變位計算	81
3 滑動比 η	32	2 現在的變位計算	84
4 壓比 ξ	35	3 一般變位齒輪	88
5 齒根弦齒厚 S_f	37	1 一般變位齒輪的嚙合方程	88
7 變位齒輪的類型	41	2 一般變位齒輪的類型	90
1 零-齒輪 (0-齒輪)	41	4 變位圓錐齒輪的計算例	91
2 變位-零齒輪 (V-0 齒輪)	41	1 圓錐變位-零齒輪	91
3 變位-正齒輪 (V+齒輪)	44	2 圓錐變位-正齒輪	94
4 變位-負齒輪 (V-齒輪)	46	VIII 蝸輪與蝸杆	99
III 變位齒輪的切制和應用設計	47	1 蝸輪中央截面的弦 齒厚 S_{xs1} 和齒高 h_{xs1}	99
1 變位齒輪的切制	47	2 蝸輪中央截面的固定弦齒厚 S'_{xs1} 和齒高 h'_{x1}	99
1 滾刀軸斜角 ω_t	47	3 蝸杆齒法面的弦齒厚 S_{xn2} 和齒高 h_{xn2}	101
2 插齒刀的變位切削	47	4 蝸輪齒法面的弦齒厚 S_{xn1} 和齒高 h_{xn1}	101
3 變位齒輪的尺寸檢查	50	5 變位蝸輪蝸杆計算例	103
4 齒輪分析	52	IX 變位系數的選擇	104
2 應用設計	53	結束語	105
1 變位齒輪嚙合選擇表	53	參考文獻	106
2 湊配中心距離	53	問題解答	107
3 等齒高的兩對變位齒輪	55	附表 1 V-0 齒輪 $\xi_1 = -\xi_2$ 變位系數表 (B. A. YMHOB)	
4 所謂不可思議齒輪機構	55	附表 2 V+齒輪 ξ_1, ξ_2 變位系數表 (B. A. YMHOB)	
5 相似形齒輪	56	附錄 1	
IV 內齒輪	57		

序

齒輪傳動具有很大的灵敏度,只有当齿形的設計和制造在理論上正确时,才有可能作平稳的運轉。著者从滾切出發来論叙漸开綫齿形的形成和其嚙合几何計算。要正确理解嚙合几何,对于切削过程作深入一步的分析是需要的。因此,在某些問題上导入了較复杂的几何学关系——这是齿形理論难解的原因。对于系統的几何学的說明是不可缺少的,所以在書中严格区别了刀具切削和齿輪嚙合的两种情况,例如刀具角 α_0 和嚙合角 α ,刀具模数 m_0 和嚙合模数 m 等。在討論变位时,也区别了刀具徑向、切向切削变位,即齿形变位和齿輪安裝变位(嚙合变位)。

書中某些地方(例如齿頂干涉)只有誘导的几何关系,缺少实用的圖表或数字。为了正确理解滾刀及其切削情况,蜗杆蜗輪一章今后尚須充实。

如果本書对讀者有所帮助,在提高齿輪設計制造的質量上有所参考,那末这是著者所期望的,这是和第一机械工業部第二机器管理局[机床与工具]編輯部同志、已故姚肇怡工程师的帮助和計算 $\xi_0 - \lambda_0 - \sigma_0$ 函数表的戚淑珍同志的勤勞分不开的,特此表示謝意。

朱 罗

采用符号的說明

- A ——圆柱变位齿輪啮合中心距(公厘)
 A_o ——标准齿輪啮合中心距(公厘)
 A_{θ} ——被切齿輪和插齿刀的中心距(公厘)
 $A_{n\lambda}$ ——圆柱变位齿輪無齿隙啮合中心距(公厘)
 A_s ——斜齿圆柱变位齿輪啮合中心距(公厘)
 b ——齿輪工作齿寬
 c_0 ——标准齿条刀徑向間隙(公厘)
 c'_0 ——标准齿条刀徑向間隙以 m_0 計的系数
 c'_{0n} ——标准齿条刀在法面的徑向間隙以 m_{0n} 計的系数
 c'_{0s} ——标准齿条刀在端面的徑向間隙以 m_{0s} 計的系数
 D_e, R_e ——齿頂圆直径, 半径(公厘)
 D_i, R_i ——齿根圆直径, 半径(公厘)
 D, R ——啮合节圆直径, 半径(公厘)
 D_{θ}, R_{θ} ——分齿圆直径, 半径(公厘)
 D_0, R_0 ——漸开綫基圆直径, 半径(公厘)
 f ——一般齿輪齿頂高以 m 計的系数或摩擦系数
 f_0 ——齿条刀直綫刀刃齿頂高以 m_0 計的系数
 f_{0n} ——齿条刀直綫刀刃在法面以 m_{0n} 計的齿頂高系数
 f_{0s} ——齿条刀直綫刀刃在端面以 m_{0s} 計的齿頂高系数
 h ——齿高(公厘)
 h' ——由啮合节圆算起的齿頂高(公厘)
 h'_{θ} ——由分齿圆算起的齿頂高(公厘)
 h'' ——由啮合节圆算起的齿根高(公厘)
 h''_{θ} ——由分齿圆算起的齿根高(公厘)
 h_x ——分齿圆齿厚弦到齿頂的高度(公厘)
 h'_x ——固定弦到齿頂的高度(公厘)
 i ——傳动比
 L ——圓錐齿輪变位后的錐距(公厘)
 L_0 ——圓錐齿輪标准錐距(公厘)
 L_n^n ——測量 n 个标准齿的公法綫齿厚(公厘)
 L_s^n ——測量 n 个变位齿的公法綫齿厚(公厘)
 L_i ——錐頂点到圓錐齿輪根圆中央点的距离(公厘)
 m ——齿輪啮合模数
 m_0 ——齿条刀模数
 m_{0n} ——齿条刀在法面的模数
 m_{0s} ——齿条刀在端面的模数
 S ——啮合节圆上端面齿厚(公厘)
 $S_{a\theta}$ ——蜗杆分齿圆柱面上軸向齿厚(公厘)
 S_{θ} ——分齿圆上齿厚(公厘)
 S_e ——齿頂齿厚(公厘)
 S_i ——齿根弦齿厚(公厘)
 S_n ——分齿圆法面齿厚(公厘)
 S_x ——分齿圆弦齿厚(公厘)
 S'_x ——固定弦齿厚(公厘)
 t ——标准齿条刀具节距(公厘)
 t_a ——斜齿圆柱齿輪軸向节距(公厘)
 t_0 ——标准齿条刀刀齿法面节距或齿輪的基节(公厘)
 Z ——齿輪齿数或蜗杆綫数
 Z_c ——啮合大、小齿輪的齿数和
 Z_p ——大齿輪和小齿輪的齿数差
 Z_0 ——标准冠齿輪齿数
 Z_s ——当量齿数
 α ——齿輪啮合角
 α_0 ——齿条刀具角
 α_{0n} ——齿条刀在法面上的刀具角
 α_{0s} ——齿条刀在端面上的刀具角
 α_s ——齿輪端面啮合角
 $\alpha_{s\theta}$ ——用插齿刀切削齿輪时的端面切削啮合角
 β ——节圆柱上輪齿綫螺旋角
 β_{θ} ——分齿圆柱上輪齿綫螺旋角
 β_0 ——基圆柱上輪齿綫螺旋角
 Δ' ——齿頂圓錐角
 Δ'' ——齿根圓錐角
 δ ——变位齿輪漸开綫齿形在基圆的中心角或圓錐齿輪兩軸夾角
 φ ——圓錐齿輪节圓錐角或損耗系数或腹切量計算角
 φ_e ——圓錐齿輪齿頂圓錐角
 ξ ——齿条刀徑向切削变位系数
 ξ_c ——啮合大、小齿輪切削变位系数和

ξ_n ——齿条刀法面径向切削变位系数

ξ_s ——齿条刀端面径向切削变位系数

ξ_t ——齿条刀切向切削变位系数

λ ——变位齿轮安装变位系数

λ_s ——斜齿变位齿轮端面安装变位系数

σ ——齿高减少系数或反变位系数 $\sigma = \xi_c - \lambda$

ϵ ——啮合大、小齿轮啮合系数, $\epsilon = \epsilon_1 + \epsilon_2$

ϵ_z ——一个 Z 齿的齿轮啮合时应有的啮合系数 ϵ_1
或 ϵ_2

η ——滑动比

ζ ——压比

ω_e ——齿顶厚系数 $S_e = \omega_e m_0$

inv——渐开线函数 $\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha$

I 緒 言

标准渐开线齿轮的特点是在设计上比较简单,并且有互换性。特别是使用了滚切法(Способ обкатки)以后,更加发挥了它的优点。但是齿数少的标准齿轮,由于腹切现象(Подрезание зубьев)的产生,而减弱了齿强,减少了啮合系数 ϵ ,运转中会发生噪音,寿命短等因而损害其啮合性能。许用的最小齿数很有限。当设计传动比 $i = \frac{Z_2}{Z_1}$ 较大的齿轮偶时,若使用齿数较多的小齿轮,则会增加大齿轮的尺寸、制造成本和安装面积。除了降低成本和缩小安装面积外,在高速的迴转齿轮,使用节圆小而齿数少的小齿轮也是很需要的。因为我们知道,周节或齿形误差所产生的动载荷是随节圆周速的平方成比例而增加。又在非标准中心距的兩軸間,安装齿轮偶也是时常要遇到的。标准齿轮不能满足这个要求。

为了克服上面所说的标准齿轮主要缺点,提出的要求是:

(1) 避免腹切现象,改进啮合性能;

(2) 用有限的标准模数 m_0 ,齿数 Z_1 和 Z_2 的齿轮偶,使能安装在非标准的一定中心距中,并且能够正确地啮合。

第(1)个要求可用较大刀具角 α_0 或较小齿顶系数 f_0 的刀具来解决,或者当滚切轮齿时,以刀具的徑向变位 $\ominus$ 来解决。

第(2)个要求需改变齿厚或用变位切削来解决。

由此可知,同时能够满足这两项要求的变位切齿

法——除了切削标准齿轮用机器设备外,不需要增添任何附加设备和刀具的滚切法——是最完善的方法。这种方法的缺点是沒有完全互换性,必需成对制造,计算较复杂。可是,在封闭齿轮箱或其他成对使用齿轮的专用机械日益增多的今天,这个缺点也就不成为主要缺点了。

变位齿轮的发现到现在已有 40 多年了,有的把它叫做[修正齿轮] $\ominus$ 、[V-齿轮] $\ominus$ 或[中心距变化式] $\ominus$ 的齿轮。它不但可以使用在圆柱直齿轮及圆柱斜齿轮上,而且在圆锥齿轮、蜗轮等立体齿轮上都适用。所以说,它的应用很广泛。关于变位系数如何选择,其设计特点是什么,如何制造,怎样测量,有什么啮合性能,用插齿刀能否作变位切削,和滚刀或齿条刀的变位有何关系等这些问题,都是我们接触机器图纸时要遇到的。今将这些有关的问题作些基本理论的解釋或說明供大家参考。

① 此处的变位齿轮仅指刀具徑向变位切削的齿轮而言;至于刀具軸向变位切削的齿轮,請看一般变位齿轮的討論。

② Корригированное зубчатое колесо(Corrected Gears)当变位切削这种齿轮时,变位系数 $\xi_1=0, \xi_2=0$ 的齿轮就是标准齿轮,而不能把它叫做标准齿轮的修正,并且这样称呼很容易使人們錯誤地認為,它是为了缓冲而將齿顶齿面作一修改(Фланкирование)的修整齿轮(參看圖6)。

③ Фай-колесо, Vau-Getriebe, Vau-Rader.

④ Variabe-Center Distance System.

II 漸開綫變位齒輪的理論基礎

1 漸開綫及其滾切法

無論在制造上或安裝調整上，漸開綫齒輪都較擺綫齒輪容易并且正確，因此現在單用漸開綫作為齒輪的齒形曲綫。這樣，曲綫的画法，實際上如何切制就成為重要問題了。如圖1所示，半徑 R_0 的圓和其漸開綫 GKH 之間有着不可分的關係。即，以半徑 R_0 的圓弧為

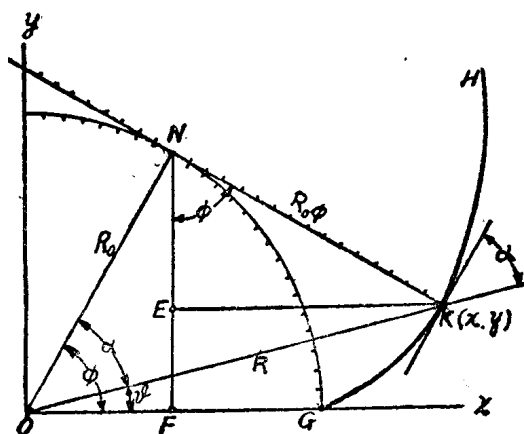


圖1 以半徑 R_0 為基圓的漸開綫 GKH 。

基圓所得的漸開綫是和 GKH 相同的曲綫。漸開綫的起點 G 和曲綫上的一點 K 的中心角 ϑ ，在變位齒輪的計算上要時常應用到。 ϑ 和 K 點的壓力角 α （一定要指明是那一點的壓力角）之間有如下的關係：

$$\vartheta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha = \operatorname{inv} \alpha. \quad (1)$$

式中 ϑ —— α 的漸開綫函數。

K 點的半徑 R 或 K 點的直角坐標 (x, y) ，如令 $\phi = \operatorname{tg} \alpha$ ，則可用下式求得：

$$R = \frac{R_0}{\cos \alpha}; \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} x &= R_0 (\cos \phi + \phi \sin \phi); \\ y &= R_0 (\sin \phi - \phi \cos \phi). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

在實際計算中，常常要用到漸開綫的函數表。表1就是介紹已出版的函數表，及其使用範圍。

漸開綫可用下面的兩種方法來制造。

(1) 在半徑 R_0 的基圓圓周上，作無滑動的滾動直綫 P 上的一點所畫的軌跡（如圖2）。例如，齒形研磨法就是屬於這種方法；它用卷在基圓柱上的鋼帶來完成滾動直綫的運動。

表 1

書 名	α 的範圍	度的分割	$\operatorname{inv} \alpha$ 的有效位數
СПРАВОЧНИК ИНСТРУМЕНТАЛЬЩИКА ^① ТОМ-I 120頁 (1949年)	$0^\circ \sim 60^\circ$	$1'$	5~12
МАШИНОСТРОЕНИЕ ^② ТОМ-I 97頁 (1947年) Н. С. АЧЕРКАН 校閱: ДЕТАЛИ МАШИН ^③ ТОМ-I 217頁 (1953年)	$0^\circ \sim 59^\circ 55'$	$5'$	5~8
М. С. ИЛЬЕНКО 等 РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ^④ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ И РЕДУКТОРОВ МАШГИЗ 207頁 (1953年)	$15^\circ \sim 30^\circ 59' 50''$	$10''$	6~7
E. Buckingham: MANUAL OF GEAR DESIGN SECTION ONE MATHEMATICAL TABLES 94頁 (1935)	$0^\circ \sim 60^\circ$	0.01°	7~8
WERNER. F. VOGEL: INVOLUTOMETRY AND TRIGONOMETRY J. PETERS: KREIS-UND EVOLVENTEN FUNKTIONEN (1937年)	$0^\circ \sim 90^\circ$	0.01°	6~7 5~6

① 中文譯本已由機械工業出版社出版。

② 同①。

③ 本文主要參考書之一，想盡量用它的符號，圖表說明。同①。

④ 同①。

(2) 直綫族 T 所作的包絡綫。即通過 $1', 2', 3' \dots$ 等點與其法綫 $P_1, P_2, P_3 \dots$ 成直角的所有切綫 T 的包絡綫(圖 2)。實際上直綫 T 是用刨刀的刀刃(圖 2)或用齒條刀及滾刀的等距 t_0 (基節)多刀刃來實現的(如圖 3、4)。利用有限刀刃數的成漸開綫曲綫型的插齒刀, 同樣可以切出漸開綫。上述的切削法就是滾切法。而它必需合乎以下兩點要求:

a) 曲綫的法綫 $N-N$ 相切于基圓上, 并作無滑動的滾動。因此等長的基節 t_0 必等于刀刃間隔 $1'2', 2'3' \dots$ 等(圖 3、4)。

6) 刀刃 T 以相當于滾動的進給速度 V 并與 V 作平行移動, 與這種移動方向 V 成垂直的切綫族, 正相當

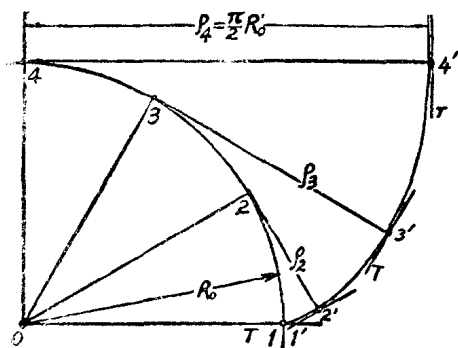


圖 2 作為 1 點漸開綫軌迹或切綫族 T 的包絡綫所得 R_0 基圓的漸開綫。

于矩形齒條的齒面(圖 3); 而與 V 方向成 $(90^\circ - \alpha_0)$ 斜角且在 V 方向的間隔為 $t = \frac{t_0}{\cos \alpha}$ 的切綫族 T , 則相當于梯形齒條的齒面(圖 4)。雖然這兩種方法都能夠正確地切出完全相同的等齒厚漸開綫齒形, 但齒輪的齒根曲綫或刀的厚度和高度卻不相同。

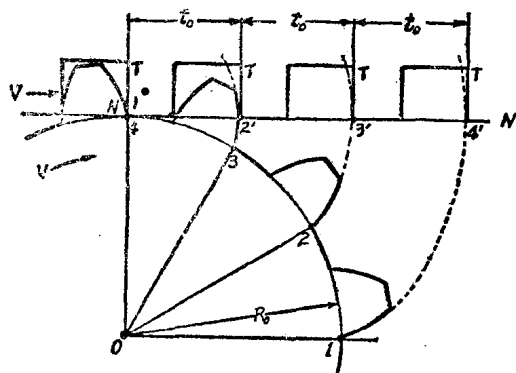


圖 3 與運動方向 V 成直角的切綫族所包絡的漸開綫族。

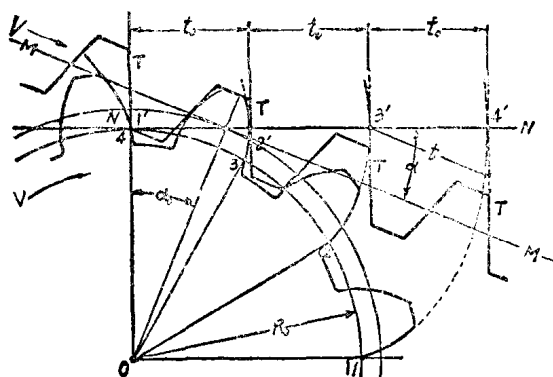


圖 4 與運動方向 V 成 $(90^\circ - \alpha_0)$ 斜角的切綫族所包絡的漸開綫族。

漸開綫齒輪的主要特點是: [兩齒輪的中心距變化后, 傳動比仍然不變], 即具有中心距的可分離性。變位齒輪的切削法是基於這個特點來實現的。

為了討論方便起見, 規定一定的標準齒輪尺寸以確定所需刀具尺寸是很必要的。今採用蘇聯 ГОСТ 3058-45 的齒條(各部尺寸以符號表示), 如圖 5、6 所示的具有斷面綫的齒條, 而切削這種標準齒輪的齒條刀應該是和它能夠無齒隙嚙合的, 刀齒根和齒輪齒頂之間具有徑向間隙的齒條。這種標準齒條刀的尺寸如下: 齒頂系數 $f_0 = 1$, 刀具模數或切削模數 m_0 , 刀具角 $\alpha_0 = 20^\circ$, 徑向間隙 $c_0 = c'_0 m_0$, $c'_0 = 0.25 (0.2 \sim 0.3)$, 齒厚為 $\frac{\pi}{2} m_0$ (以後字母下有脚碼 [0] 者, 均表示有關齒條刀具的尺寸)。精度要求高或周速大的齒輪, 可用圖 6 的修整工作齒形。因製造誤差或由重載荷所引起的齒形變形, 常會使一個齒輪的齒頂和另一個齒輪的齒腹相沖擊, 為了緩沖起見, 將齒頂齒面以 α_0 角削平的, 就是這種工作齒條。此後, 均以前者, 即基準齒條來討論有關變位切削的問題。

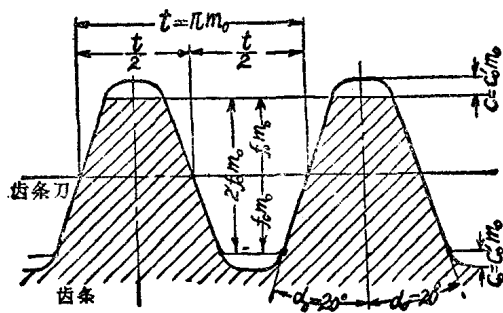


圖 5 漸開綫基準齒條的齒形。

2 漸開綫圓柱齒輪的嚙合方程

任何漸開綫齒輪只要兩側齒形對稱(如圖7),則齒形就可用齒數 Z 、基圓半徑 R_0 和基圓齒厚中心角 δ 三種尺寸要素來決定。因此, Z, R_0, δ 三種要素可稱為漸開綫圓柱齒輪的基本尺寸。

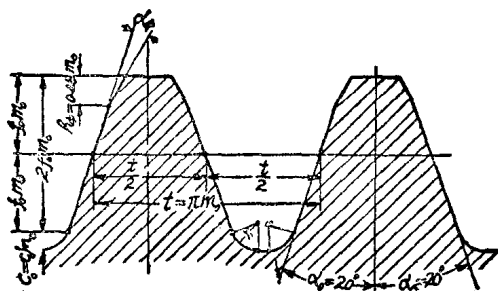


圖6 漸開綫修整的工作齒條的齒形。

現在小齒輪的三個基本尺寸為 Z_1, R_{01}, δ_1 , 大齒輪為 Z_2, R_{02}, δ_2 , 那末這一对齒輪在無齒隙嚙合時大小齒輪的基節必須相等, 而嚙合角 α 和中心距 A 可用下列方法求得:

$$t_0 = \overline{Pa} + \overline{Pb}_0$$

在圖7中, $t_0 = \pi m_0 \cos \alpha_0$; $\overline{Pa} = R_{01} (\delta_1 - 2 \operatorname{inv} \alpha)$;

$$\overline{Pb} = R_{02} (\delta_2 - 2 \operatorname{inv} \alpha), R_{01} = \frac{Z_1 t_0}{2\pi}, R_{02} = \frac{Z_2 t_0}{2\pi}.$$

將這些關係代入上式, 加以整理後, 得

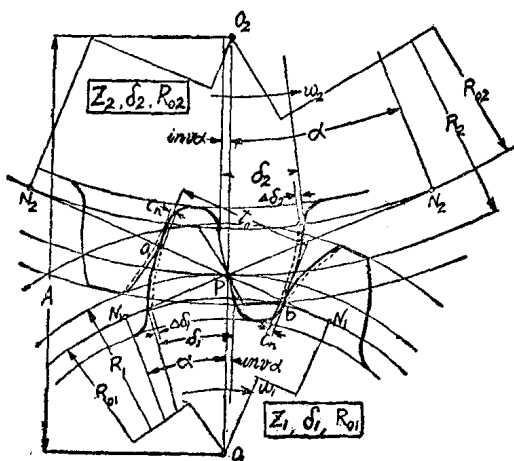


圖7 一般漸開綫齒輪的嚙合。

$$\operatorname{inv} \alpha = \frac{Z_1 \delta_1 + Z_2 \delta_2 - 2\pi}{2(Z_1 + Z_2)}; \quad (4)$$

又由圖(7)可知

$$A = R_1 + R_2 = \frac{R_{01}}{\cos \alpha} + \frac{R_{02}}{\cos \alpha};$$

$$A = \frac{R_{01} + R_{02}}{\cos \alpha}. \quad (5)$$

所得(4)、(5)式就是漸開綫圓柱齒輪的一般嚙合方程。分析任意漸開綫齒輪(包括變位齒輪)時都可用它。

通常齒輪都有齒隙 C_n (Боковой зазор), 它是為了補償齒輪箱和齒輪因溫度引起的變形、重載荷下的變形以及安裝誤差等, 或是為了保存滑潤油所必需的間隙。這個時候使(4)、(5)式中的 α 和 A 仍然保持不變, 實際的基圓齒厚中心角, 則在小齒輪上減少了 $\Delta\delta_1$ 角, 在大齒輪上減少了 $\Delta\delta_2$ 角, 齒隙 C_n 即為下式所示:

$$C_n = R_{01} \Delta\delta_1 + R_{02} \Delta\delta_2 = -\frac{t_0}{2\pi} (Z_1 \Delta\delta_1 + Z_2 \Delta\delta_2);$$

$$Z_1 \Delta\delta_1 + Z_2 \Delta\delta_2 = 2\pi \frac{C_n}{t_0}. \quad (6)$$

3 漸開綫圓柱齒輪的干涉 (Интерференция) 和腹切

(1) 用插齒刀時: 插齒刀在軸垂直面中的投影應該和無間隙嚙合的齒輪齒形相同(圖8)。插齒刀的齒頂半徑 R_{ed} 過大, $R_{ed} > O_d N$ (N 點是由節點 P 向被切齒輪基圓畫切綫時與基圓的相切點), 則當切削時插齒刀

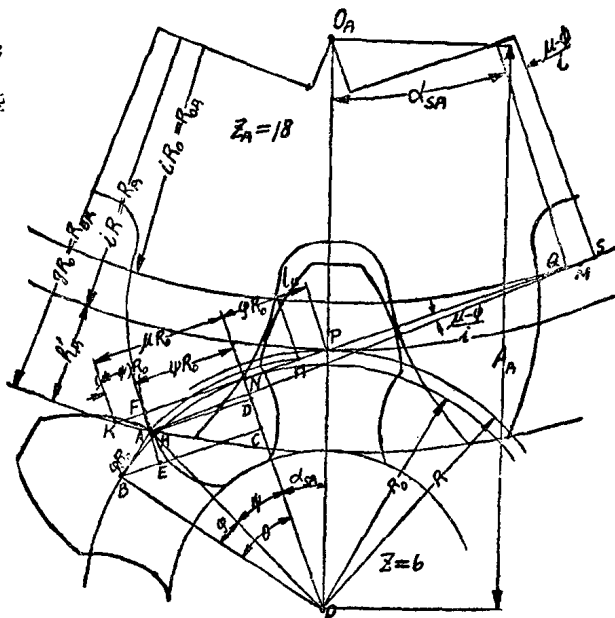


圖8 齒數 Z_d 的插齒刀切削齒數 Z 的小齒輪所發生的腹切。

的齒頂必將齒輪齒腹漸開綫的一部割去, 這種現象叫做齒輪的腹切 $\ominus$ 。這是因為齒形漸開綫的最大可能接觸綫(Линия зацепления) 僅限於 $\overline{QN}$ 範圍的緣故。就是說, 齒輪漸開綫的起點在 N 點被切成, 與 $\overline{QN}$ 延長

$\ominus$ 著者: 科學研究資料, 東北工學院 1954, 5。第三輯第 11, 13 頁。

的接觸綫如 $\overline{NK}$ 相應的齒形是虛綫所示的、與齒形對稱的漸開綫(圖 8、9)，而在被切齒輪上沒有相應的齒形和插齒刀齒頂齒面能夠相嚙合。 $R_{eA} = \overline{O_A N}$ 時，沒有腹切現象。同理，齒頂超過 N 點的大齒輪與小齒輪嚙合時，大齒輪齒頂必與小齒輪齒腹起干涉。判別是否有干涉的 N 點，叫做干涉點。

有腹切的齒輪，當嚙合時是否縮小嚙合係數 ϵ ，需要計算腹切量來進行檢查。

插齒刀的腹切量以 φ (圖 8、9) 的大小(即漸開綫齒形腹切點 A 的曲率半徑 $\overline{AB}$ 在基圓上所夾的中心角)

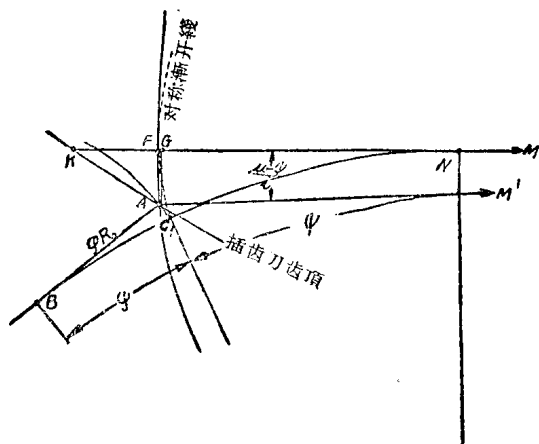


圖 9 $\overline{GM} = \overline{AM} \cos\left(\frac{\mu - \psi}{i}\right)$ 。

來決定。 φ 的大小和插齒刀齒頂過大的接觸綫長 $\overline{NK}$ ，切削壓力角 α_{sA} 及齒數比 i_A 有關。以齒輪基圓半徑 R_0 為單位來表示，設 $\overline{NK} = \mu R_0$ ， $R_{eA} = \xi R_0$ ；并用 $R_{0A} = i_A R_0$ ， $A_A = R + R_A = \frac{R_0 + R_{0A}}{\cos \alpha_{sA}}$ ， $i_A = \frac{Z_A}{Z}$ 等關係，則腹切量 φ 可由下列公式計算：

$$\left. \begin{aligned} \mu R_0 &= \sqrt{R_{eA}^2 - R_{0A}^2} - A_A \sin \alpha_{sA}; \\ \mu &= \sqrt{\xi^2 - i_A^2} - (1 + i_A) \operatorname{tg} \alpha_{sA_0} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= K \left(-1 + \sqrt{1 + \frac{\mu}{K}} \right); \\ K &= \frac{2}{3} \left(1 + \frac{1}{i_A} \right) \operatorname{tg} \alpha_{sA_0} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

(2) 用齒條刀時：插齒刀齒數 $Z_A \rightarrow \infty$ ，且具有齒頂圓角 r_1 的就是齒條刀。圓角半徑 r_1 對腹切的影響省去不計。腹切量以 φ_0 表示以與用插齒刀時的區別開，則在 (8) 式中 $i_A \rightarrow \infty$ ，而 α_{sA} 以 α_0 替代得：

$$\left. \begin{aligned} \varphi_0 &= K_0 \left(-1 + \sqrt{1 + \frac{\mu_0}{K_0}} \right); \\ K_0 &= \frac{2}{3} \operatorname{tg} \alpha_0 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

齒條刀超過干涉點的距离為 u ，則 (9) 式中的 μ_0 由下列關係求得：

$$\mu_0 = \frac{u}{R_0 \sin \alpha_0} \quad (10)$$

在變位量 ξm_0 的變位齒輪(後述)

則 $u = \left(f_0 - \xi - \frac{Z}{2} \sin^2 \alpha_0 \right) m_0$ ，即

$$\mu_0 = \frac{2(f_0 - \xi) - Z \sin^2 \alpha_0}{Z \sin \alpha_0 \cos \alpha_0} \quad (10)'$$

● 公式 (8) 的證明：

對稱齒形 F 點的曲率半徑，在齒輪基圓上所包的中心角為 ψ ，A 點向插齒刀基圓的切綫 $\overline{AS}$ ，與接觸綫延長相交于 M 點，將腹切點即插齒刀齒頂 A 點投影在接觸綫和與此垂直的 $\overline{ON}$ 上，則得下列關係式：

$$\overline{OC} + \overline{AE} = \overline{ON} - \overline{AG};$$

$$\overline{BC} - \overline{BE} = \overline{GN}.$$

參照圖 (8)、(9) 得：

$$\overline{OC} = R_0 \cos(\psi + \varphi);$$

$$\overline{AE} = R_0 \varphi \sin(\psi + \varphi);$$

$$\overline{ON} = R_0.$$

$$\therefore \overline{AG} = \overline{AM} \sin\left(\frac{\mu - \psi}{i_A}\right);$$

$$\text{而 } \overline{AM} = R_0 \left[\mu + (1 + i_A \operatorname{tg} \alpha_{sA} - i_A \operatorname{tg} \left(\frac{\mu + \psi}{2i_A} \right)) \right];$$

$$\therefore \overline{AG} = R_0 \left\{ \left[\mu + (1 + i_A \operatorname{tg} \alpha_{sA}) \right] \sin\left(\frac{\mu - \psi}{i_A}\right) \right.$$

$$\left. - i_A \left[1 - \cos\left(\frac{\mu - \psi}{i_A}\right) \right] \right\};$$

$$\overline{BC} = R_0 \sin(\psi + \varphi),$$

$$\overline{BE} = R_0 \varphi \cos(\psi + \varphi),$$

$$\therefore \overline{GN} = \overline{FN} - \overline{MF} + \overline{AM} \cos\left(\frac{\mu - \psi}{i_A}\right),$$

$$\text{而 } \overline{FN} = R_0 \psi; \overline{MF} = R_0 \left[\psi + (1 + i_A \operatorname{tg} \alpha_{sA} + i_A \operatorname{tg} \left(\frac{\mu - \psi}{2i_A} \right)) \right];$$

$$\therefore \overline{GN} = R_0 \left\{ -(1 + i_A \operatorname{tg} \alpha_{sA}) + \left[\mu + (1 + i_A \operatorname{tg} \alpha_{sA}) \right] \times \cos\left(\frac{\mu - \psi}{i_A}\right) - i_A \sin\left(\frac{\mu - \psi}{i_A}\right) \right\}.$$

將此代入上列關係式，則得下列以 μ 和 φ 表示的兩個基本方程：

$$\cos(\psi + \varphi) + \varphi \sin(\psi + \varphi) = (1 + i_A) - \left[\mu + (1 + i_A) \operatorname{tg} \alpha_{sA} \right] \sin\left(\frac{\mu - \psi}{i_A}\right) - i_A \cos\left(\frac{\mu - \psi}{i_A}\right); \quad (a)$$

$$\sin(\psi + \varphi) - \varphi \cos(\psi + \varphi) = -(1 + i_A) \operatorname{tg} \alpha_{sA} + \left[\mu + (1 + i_A \operatorname{tg} \alpha_{sA}) \right] \cos\left(\frac{\mu - \psi}{i_A}\right) - i_A \sin\left(\frac{\mu - \psi}{i_A}\right). \quad (b)$$

為了求得實用簡式，並考慮到 μ 與 ψ 相差很小，且 $i_A \gg 1$ ，適用近似計算，令

$$\left. \begin{aligned} \varphi_0' &= K_0 \left[-1 + \sqrt{1 + \frac{\mu_0 + \Delta}{K_0}} \right]; \\ \Delta &= \frac{c}{K_0} \cdot \frac{\varphi_0^2}{(2\varphi_0 + \operatorname{tg} \alpha_0)}; \\ K_0 &= \frac{2}{3} \operatorname{tg} \alpha_0. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

以 $\alpha_0 = 20^\circ$, $Z = 10$, $c_0' = 0.157$ 的齒輪為例, 則實際 $\varphi_0' = 0.1072$, 由(11)式的計算值得 $\varphi_0' = 0.1074$ 。無圓角時, 由9)式得 $\varphi_0 = 0.1065$; $c_0' = 0.25$ 時, φ_0 和 φ_0' 相差還要大些。

如圖(10)所示, 有腹切的齒輪齒強減低, 且將齒腹最大可能接觸綫 $\overline{PN}$ 減去 $\overline{PN} = \varphi_0 R_0 = \overline{AB}$ 一段, 這樣也就有可能減少嚙合係數 ϵ 。剩余的接觸綫長為 $l_n = \overline{P\Gamma}$, 相當於 l_n 的嚙合係數為 ϵ_n , 則 $l_n = \frac{Z}{2} m_0 (\sin \alpha_0 - \varphi_0 \cos \alpha_0)$, $\epsilon_n = \frac{l_n}{l_0} = \frac{Z}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_0 - \varphi_0)$ 。

將(9)式的結果代入上式, 得

$$\epsilon_n = -\frac{Z \operatorname{tg} \alpha_0}{3\pi} \left[2.5 - \sqrt{\frac{3(f_0 - \xi)}{Z \sin^2 \alpha_0}} - 0.5 \right]. \quad (12)$$

在標準齒輪 $f_0 = 1$, $\xi = 0$, $\alpha_0 = 20^\circ$ 時, 將(12)式中的 ϵ_n 以 ϵ_{0n} 代之, 則 ϵ_{0n} 可用下列實驗式來計算。

$$\epsilon_{0n} = \frac{(Z + 60)(Z - 4)}{1000} - 0.01. \quad (12)'$$

插齒刀或齒條刀在有腹切的情形下, 滾切齒數為 Z 的齒輪時, 與此相反, 假設 Z 齒的齒輪是完整齒形的插齒刀, 而插齒刀或齒條刀是齒數 Z_n 或 ∞ 的被切齒輪, 那末 Z_n 的齒輪或齒條和 Z 齒的插齒刀必然起干涉, 結果齒輪齒頂齒面被割去一部, 這種切齒面的現象叫做面切(Верхняя насечка)。圖6的齒條就是面切齒條的一例(就是如前面所說為了緩衝的修整)。圖11是面切的說明圖。如果齒條齒頂係數 f_0 , 面切高 h_ϕ , 這時的齒輪齒數為 Z , 則 h_ϕ 必與齒輪干涉點 N 至齒條齒頂的距離相等。

$$\left. \begin{aligned} R \sin^2 \alpha_0 &= f_0 m_0 - h_\phi, R = \frac{Z}{2} m_0; \\ Z &= \frac{2(f_0 m_0 - h_\phi)}{m_0 \sin^2 \alpha_0}. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Z 齒的插齒刀可面切齒條高度 h_ϕ , 反過來說, 具有這樣面切的齒條, 對 Z 齒輪不起干涉, 即這種齒條刀切削 Z 齒輪時不發生腹切。

為了明了修整工作齒形的作用, 分析它的嚙合最小齒數是必要的。面切曲綫應該是什麼曲綫呢? 由圖可知, 面切的極限曲綫是 Z 齒輪基圓上的一點 G , 當齒輪

與齒條相滾動, 即節圓 R 和齒條節綫 $\overline{Px}$ 滾動時所畫的軌迹綫; 即 GBDH 短幅擺綫 (Укороченная циклоида)。以 P 點為原點的直角座標 (x, y) 是

$$\left. \begin{aligned} x &= R(\phi - \cos \alpha_0 \sin \phi); \\ y &= R(1 - \cos \alpha_0 \cos \phi). \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

為了容易製造面切或修整部分, 可用修整角 α_s 的直綫 BD 來代替(圖11、圖6)。

B 點為短幅擺綫和齒條直綫部連接點。 D 點為擺綫與齒條齒頂的交點。擺綫上的 BD 點坐標各用字尾加以區別。 D 點和無修整齒頂 C 的距離為 km_0 , BD 的斜角為 β , 則 k 或 α_β 可求得如下。

$$\begin{aligned} x_B &= R(\phi_B - \cos \alpha_0 \sin \phi_B); \\ y_B &= R(1 - \cos \alpha_0 \cos \phi_B) = f_0 m_0 - h_\phi; \\ x_D &= R(\phi_D - \cos \alpha_0 \sin \phi_D); \\ y_D &= R(1 - \cos \alpha_0 \cos \phi_D) = f_0 m_0. \end{aligned}$$

由此得

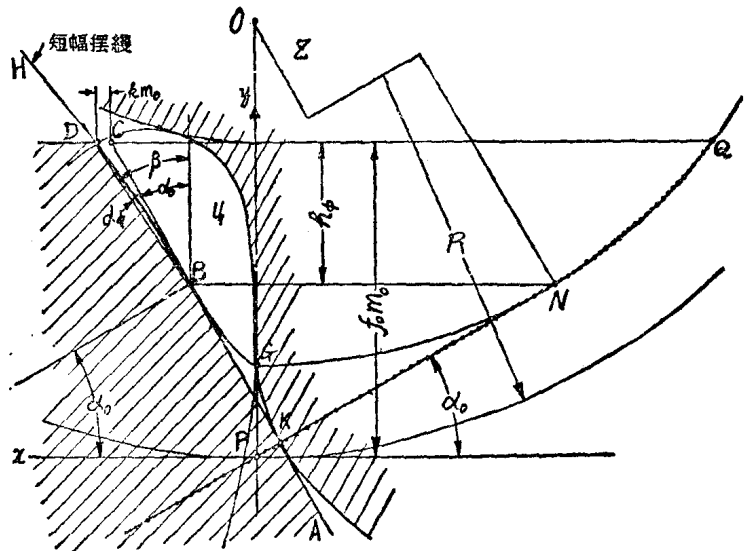


圖11 無干涉齒面的修整或面切。

$$\left. \begin{aligned} \cos \phi_B &= \sec \alpha_0 \left(1 - \frac{f_0 m_0 - h_\phi}{R} \right) \\ &= \cos \alpha_0, \phi_B = \alpha_0; \\ \cos \phi_D &= \sec \alpha_0 \left(1 - \frac{f_0 m_0}{R} \right). \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

α_β 和 k 由(16)式計算

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \beta &= \frac{x_D - x_B}{y_D - y_B} = \frac{R}{h_\phi} [\phi_D \\ &- \alpha_0 - \cos \alpha_0 (\sin \phi_D - \sin \alpha_0)]; \\ km_0 &= h_\phi (\operatorname{tg} \beta - \operatorname{tg} \alpha_0). \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

以圖6的修整齒條為例, 則由圖知 $f_0 = 1$, $h_\phi = 0.45 m_0$, $\alpha_0 = 20^\circ$,

由(13)式得

$$Z = \frac{1.1}{\sin^2 20^\circ} = 9.403;$$

又由(15)式 $f_0=1, R=\frac{Z}{2}m_0$, 故得

$$\phi_D = \cos^{-1} \left(\frac{Z-2}{Z \cos \alpha_0} \right) = 33.087^\circ.$$

將 ϕ_D 代入(16)式得

$$\lg \beta = 0.384668;$$

$$\beta = 21.04^\circ;$$

$$k = 0.00931;$$

$$\alpha_\phi = 1.04^\circ.$$

ГОСТ 3058-45 規定, 模數為 4~10 的 1 級精度齒輪, 其 α_ϕ 最小值是 1° 。由此可知, 修整的角度几乎相等。

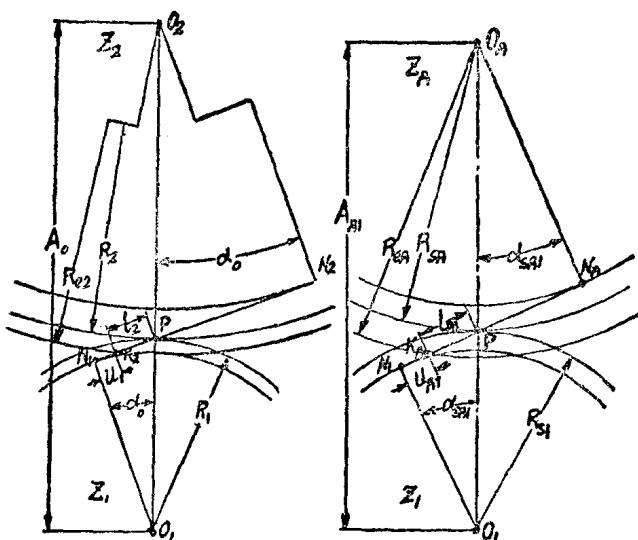
實際上 $Z=9.403$ 應改為 $Z=10$, 這齒數的 $k_\phi = m_0(f_0 - \frac{Z}{2} \sin^2 \alpha_0) = 0.414m_0$, 比規定的要小。 $\beta = 20.91^\circ, \alpha_\phi = 0.91^\circ, k = 0.00751$, 這樣修整直綫完全在短幅擺綫內。因此可以肯定, 所規定的修整齒條齒形與 $Z=10$ 的齒輪嚙合時, 沒有干涉, 即 $Z_{\min}=10$ 。

(3) 用插齒刀和齒條刀切制的齒輪: 上面所講的干涉是齒輪齒頂超過干涉點 N 時, 所發生的不可避免的幾何學的干涉現象。在這裡所要討論的是切齒上因使用插齒刀而嚙合時所引起的干涉問題。有人說用插齒刀切制的 Z_1 小齒輪不能和標準齒條

嚙合, 而只能和有界限齒數的 Z_2 大齒輪嚙合。

如圖 12 所示, 問題在於 Z_1 齒輪齒根曲綫的大小。就是說插齒刀 A 的齒頂所畫軌跡綫 b 和齒條刀 O 及大齒輪 2 的齒頂所畫軌跡綫 a 及 c (b 、 a 和 c 均是不同大小的長幅擺綫) 的大小如何。為了使 c 曲綫能夠在 b 曲綫內部, 一般規定插齒刀齒頂係數 f_A 為 1.25~1.30, 而所切齒輪具有較大徑向間隙 ($0.25 \sim 0.30$) m_0 。

如果 Z_2 齒輪較大, c 曲綫在 b 曲綫外面, 那末大齒輪齒頂和小齒輪齒根必然要起干涉, 這種干涉叫做



(a) 嚙合

(b) 切制

圖 13 標準齒輪的干涉檢查。

過渡干涉 (Интерференции с переходными кривыми)。本來加大插齒刀齒頂高還可以切出齒腹漸開綫來和大齒輪齒頂嚙合以避免這種干涉; 但這是不能作到的, 實際上插齒刀齒數 Z_A , 其齒頂高和插齒刀本身的變位都有限, 當作為齒根曲綫的長幅擺綫和齒腹漸開綫相連接的過渡點 K_A 距基圓較遠時就要發生這種過渡干涉。這樣我們就可以知道, 應以齒腹漸開綫和齒根擺綫的連接點是否距基圓較遠來判別有無干涉。基圓至連接點的距離可用連接點漸開綫曲率半徑來表示。如圖 12 中, 齒條刀切制的連接點在 K_0 , 曲率半徑 $\overline{N_1 K_0} = u_0$ 為最小; 插齒時齒輪的連接點在 K_A , 曲率半徑 $\overline{N_1 K_A} = u_{A1}$ 為較大; 大齒輪與小齒輪嚙合時的連接點在 K_2 , 曲率半徑 $\overline{N_1 K_2} = u_1$ 為最大。

因此為避免這種干涉, 必須

$$u_1 \geq u_{A1} \text{ 或 } u_2 \geq u_{A2}. \quad (17)$$

在插齒刀切制的 20° 標準齒輪用於檢查小齒輪

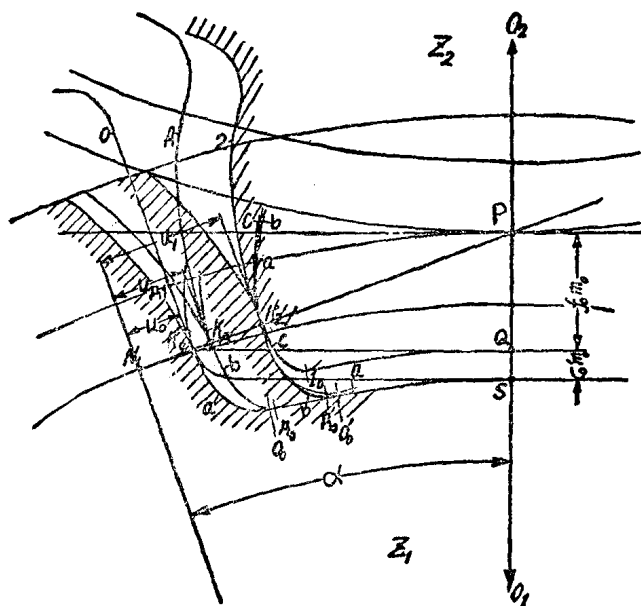


圖 12 用齒條刀和插齒刀切制的標準齒輪嚙合情形。

齒根與大齒輪齒頂干涉(如圖13)的公式誘導如下。

由圖13, a $u_1 = R_1 \sin \alpha_0 - l_2$;

由圖13, b $u_{A1} = \frac{A_{A1} \sin \alpha_{SA1}}{\frac{Z_A}{Z_1} + 1} - l_{A1}$;

故為避免干涉, $u_1 \geq u_{A1}$, 即

$$R_1 \sin \alpha_0 - l_2 \geq \frac{A_{A1} \sin \alpha_{SA1}}{\frac{Z_A}{Z_1} + 1} - l_{A1} \quad (18)$$

上式中 l_2 是大齒輪齒頂至節點 P 的接觸綫長(可用 R_{e2} 和 α_0 來求之)。用插齒刀切小齒輪時, 齒頂至節點 P 的接觸綫長為 l_{A1} ; 切削壓力角為 α_{SA1} 。 l_{A1} 可用 R_{eA} 和 α_{SA1} 來計算。

$f_0 = 0.8$ 的短齒當 $Z_2 > 200$ 時, 進行這種干涉的檢查。用齒頂系數 $f_A = f_0 + c' = 1.25$ 的插齒刀, 據著者的了解, 當 $Z_A \approx 30$ 以上時, $u_0 > u_{A1}$, 即所切齒輪完全可以和標準齒輪嚙合, 不必檢查這種干涉。 $Z_A = 20$ 的, 在 $Z_2 = 120$ 以上時, 則需要檢查這種干涉。

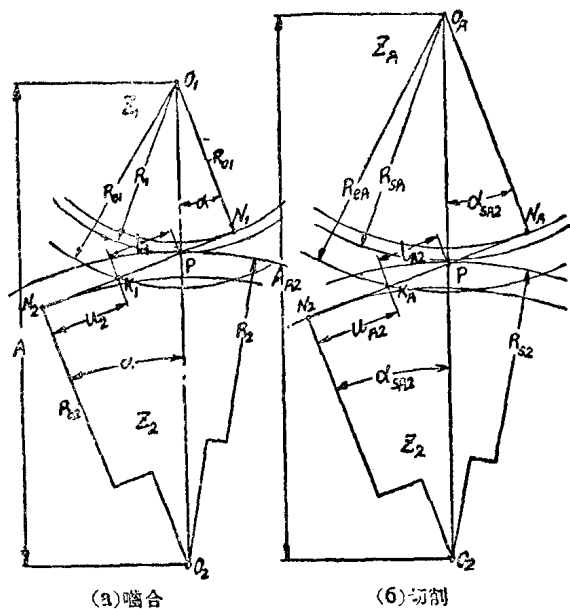


圖14 變位齒輪的干涉檢查。

在小齒輪變位較小而大齒輪變位較大的變位齒輪, 有可能發生小齒輪齒頂和大齒輪齒根的干涉(圖14)。

這種干涉發生於 K_1 點, 把它叫做 K_1 過渡干涉。

$$u_2 = R_2 \sin \alpha - l_1;$$

$$u_{A2} = \frac{A_{A2} \sin \alpha_{SA2}}{1 + \frac{Z_A}{Z_2}} - l_{A2}.$$

故為了避免干涉,

$$R_2 \sin \alpha - l_1 \geq \frac{A_{A2} \sin \alpha_{SA2}}{1 + \frac{Z_A}{Z_2}} - l_{A2}; \quad (19)$$

式中 α —— 變位齒輪嚙合角,

α_{SA2} —— 切削大齒輪時的切削壓力角。

同理, 在小齒輪變位較大而大齒輪變位較小的變位齒輪, 有可能發生大齒輪齒頂和小齒輪齒根的干涉。

這種干涉發生於 K_2 點(圖12), 把它叫做 K_2 過渡干涉。

檢查公式變(19)式的符號 1, 2 就可以得到。

$$R_1 \sin \alpha - l_2 \geq \frac{A_{A1} \sin \alpha_{SA1}}{1 + \frac{Z_A}{Z_1}} - l_{A1}; \quad (19)'$$

過渡干涉還可以參看 III. 1 (2) 節: [插齒刀的變位切削], 和 [著者“變位齒輪過渡干涉”機械譯述 4, 東北工學院 1957. 1 頁]。

4 變位齒輪的形成和其嚙合方程

當用滾刀或齒條刀滾切普通標準齒輪而切削深度還沒有達到標準時, 常發現該齒輪齒厚較標準的為大。又當我們測量以精確標準銑刀切制的標準齒輪時, 雖是多數在公差尺寸內, 但齒厚還是有大有小的, 這是因為吃刀量有小有大的緣故。與標準的比較, 吃刀量較小或較大的齒輪, 廣義的說都是變位齒輪。如上所舉的, 吃刀量小而齒厚較標準為大的齒輪, 叫做正變位的齒輪, 與此相反, 吃刀量過大而齒厚較標準為小的齒輪, 叫做負變位的齒輪。這種齒輪能否嚙合, 主要幾何尺寸如何確定, 有何嚙合性能, 製造或檢查上有什么特點等就是本文的課題。

1. 變位切削和無腹切變位系數的決定

在圖15中, 齒條刀中心綫以具有字尾的 M—M 表示, 所切齒輪齒根圓半徑為 R_i , 則 M—M 在不同位置的齒條刀 0, 1, 2 等滾切不同齒根圓 R_i 的 $0', 1', 2'$ 等齒形。用同一尺寸的齒條刀製造出來的變位齒輪, 其齒根圓半徑與標準齒輪齒根圓半徑的差值完全等於變位的大小, 即變位量。變位量又能夠以 M—M 綫與標準切削節綫 $M_0—M_0$ 間的距离 ξ_{m0} 來表示。 ξ 叫做切削變位系數 (Коэффициент смещения) 簡稱變位系數, 區別

● α_{SA1} , 或 α_{SA2} 的計算法以後有介紹, 因插齒刀本身是變位齒輪, 需用變位齒輪基本公式來計算。

● 新的或用舊的插齒刀 $f_A = f_0 + \xi_a + c'_A$ 都具有變位系數 ξ_a , 但為了方便起見, 只舉 $\xi_a = 0$ 的插齒刀標準面尺寸。

● Коэффициент сдвига, Коэффициент Коррекции, Profilverschiebungsfaktor.

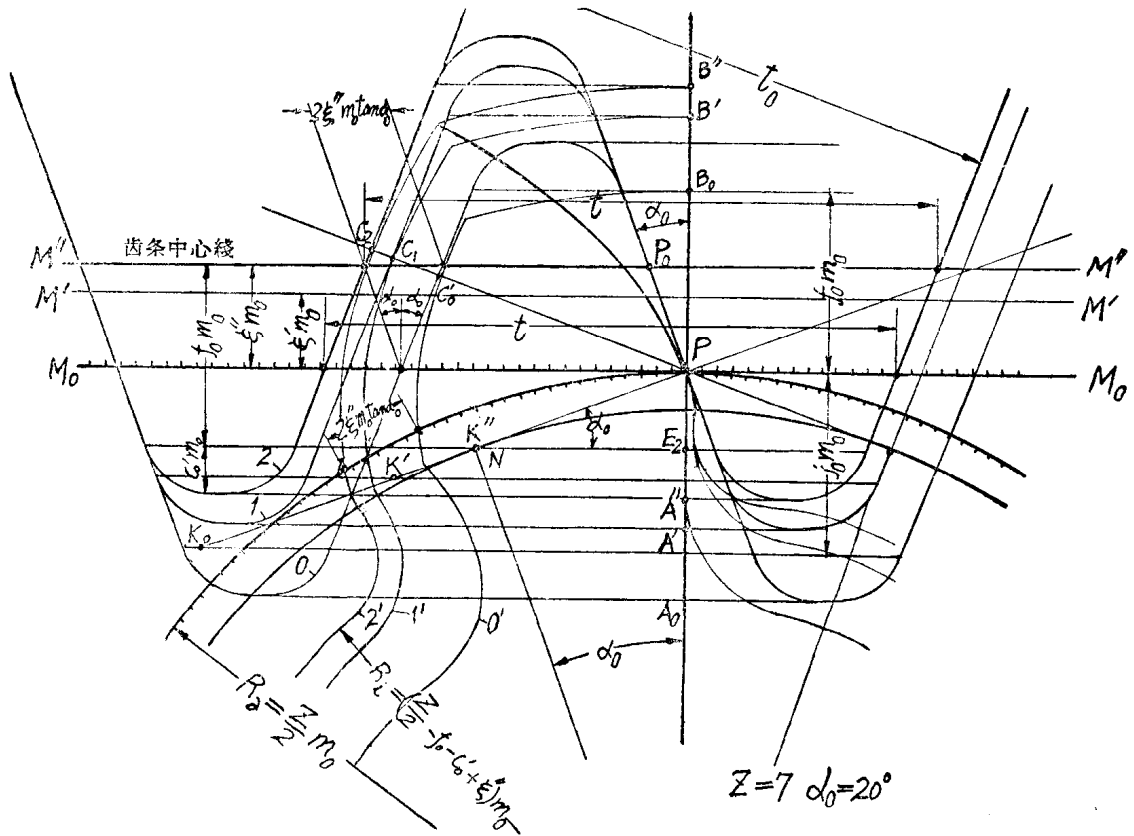


圖15 变位切削对于齿形的影响(齿数少时)。

于齿轮啮合时的安装变位系数 λ 。圖15中的0'、1'、2'就是变位系数各为零、 ξ' 和 ξ'' 的变位齿形。 $\xi=0$ 的标准齿轮0'具有較大的腹切和齿顶厚度； ξ' 的变位齿轮1'有輕微的腹切、較大的齿厚和較小的齿顶厚度； ξ'' 的齿轮2'具有大的齿厚，齿顶成尖点。

齿条刀上的任何一点在M—M'方向的速度都等于V(参看圖3、4)，当滚切齿数为Z而切削模数或刀具模数为 m_0 的齿轮时，轮坯上总有一个圆，其周速与V相等，这个圆叫做分齿圆(Делительной окружности)其半径以 R_0 表示，区别于变位齿轮啮合时的节圆半径R。在齿条刀上与中心线平行且和分齿圆相切的直线，该线与标准节线 $M_0—M_0$ 重合，成为切削节线。分齿圆就是切削运动中与切削节线相滚动的节圆，其大小和标准齿轮的节圆相等；也就是和标准齿条啮合的节圆。任何切削节线上的周节均等于 t ，因此 $Zt=2\pi R_0$ ， $R_0=\frac{Zt}{2\pi}=\frac{Z}{2}m_0$ ， R_0 成为常数；但是用插齿刀切削的齿轮，其分齿圆与上面所说的 R_0 不等，即成为变数(不常用)。

由圖可知变位齿轮的齿形特征完全决定于变位系

数 ξ 的大小，在分齿圆的齿厚 S_0 大于(在负变位时为小于)标准齿厚 $S_0=\frac{\pi}{2}m_0$ ，即

$$S_0=\left(\frac{\pi}{2}+2\xi\tan\alpha_0\right)m_0; \quad (20)$$

齿根圆半径 R_i

$$R_i=\left(\frac{Z}{2}-f_0-c'_0+\xi\right)m_0. \quad (21)$$

齿数多的变位齿轮齿形(如图16所示)，0'为标准齿轮；1'为负变位齿轮($\xi'=-0.75$)，但無腹切，非渐开线齿形部分占多半；2'为变位系数($\xi''=+1.7$)較大的正变位齿轮，齿强很大，渐开线和摆线的连接点(接触线上的K"点)距基圆很远。变位齿轮的主要特点之一是在于能够避免腹切。那么，無腹切的变位系数該有多大呢？在腹切部分已講过，要避免腹切(或啮合上的干涉)，必須使铣刀齿顶不超过干涉点N。通过干涉点N画一条与节线平行的直线，该线与齿轮中心线相交于 E_2 点(圖15)或 E_1 点(圖16)。在 $\triangle PNE_2$ 或 $\triangle PNE_1$ 中， $\angle PNE_2=\alpha_0=\angle PNE_1$ 。由节线量的齿顶高 $(f_0-\xi)m_0$ ，必須小于 $\overline{PE_2}$ 或 $\overline{PE_1}$ ，即