

高等学校教材

变位齿轮 移距系数的选择

朱 景 梓 編

人 民 教 育 出 版 社



变 位 齿 輪
移 距 系 数 的 选 擇

朱 景 梓 編

人 民 教 育 出 版 社

本书着重叙述了设计变位齿轮传动时利用封闭图合理选择移距系数的方法,并且主要介绍和采用了1962年出版的苏联 Т. И. 鲍洛托夫斯卡娅 (Болотовская) 等编著的“变位齿轮手册”(Справочник по корригированию зубчатых колес) 中的封闭图图集以及设计与测量变位齿轮用的公式。这些图集适用于滚刀切制的直齿与斜齿圆柱变位齿轮及直齿圆锥变位齿轮的设计。此外,本书还叙述了设计变位齿轮和选择径向移距系数的准则和方法,对各种选择移距系数的方法作了比较,并附有大量例题以供参考。

本书可用作高等工业学校机械制造类专业机械零件课程齿轮部分的教学参考书。对于从事齿轮方面的工程技术人员亦有参考价值。

本书曾经高等工业学校机械课程教材编审委员会委员郑林庆教授审阅。

变位齿轮移距系数的选择

朱景梓 编

北京市书刊出版业营业许可证出字第2号

人民教育出版社出版(北京景山东街)

人民教育印刷厂印装

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

统一书号 K15010·1131 开本 850×1168 $\frac{1}{32}$ 印张 8 $\frac{1}{2}$ / 1₆

字数 220,000 印数 0,001—7,200 定价 (7) ¥1.00

1964年2月第1版 1964年2月北京第1次印刷

目 录

§ 1. 概述	1
§ 2. 选择徑向移距系数的准则	4
§ 3. 选择移距系数的限制条件	7
§ 4. 选择移距系数方法的討論及封閉图解法	8
§ 5. 选择移距系数封閉图中的限制曲綫	18
§ 6. 选择移距系数封閉图中的质量指标曲綫	36
§ 7. 选择移距系数前应考虑的若干問題	48
§ 8. 利用封閉图选择移距系数的方法	51
§ 9. 利用封閉图校核移距系数的方法	57
§ 10. 利用封閉图选择直齿圓錐齿輪及斜齿圆柱齿輪移距系数的方法	59
§ 11. 关于封閉图形状的某些变态問題	61
§ 12. 关于齿輪傳动的几何計算公式	67
§ 13. 关于徑向变位齿輪的計算例題	72
編后語	94
附录: I. 选择移距系数的一些表格	96
II. 选择移距系数的封閉图	107
III. 漸开綫函数表	265
参考书刊	273

§ 1. 概述

本书的主要内容是讲述渐开线圆柱齿轮径向变位切削时移距系数(修正系数、变位系数)的合理选择问题。这是齿轮传动方面的一个重要问题。从目前教学工作和设计工作看,都迫切需要有这方面的专门参考书籍,编者编写本书的目的就在于此。

由于渐开线标准齿轮传动中有某些局限性,有时不能满足机械制造工业日益发展的要求,所以需要采用渐开线变位齿轮。标准齿轮传动的主要缺点有:

(1)用范成法(滚切法)切制标准直齿轮时,若刀具的原始齿廓啮合角 $\alpha_0=20^\circ$ 、齿顶高系数 $f_0=1$,则其最少齿数不能少于17齿;否则,必定发生轮齿的根切现象。具有根切的齿轮不但轮齿的强度被削弱了,而且也降低了齿轮传动的质量。

(2)在一对标准齿轮副中,由于齧轮的齿根厚度总是比大齿轮的齿根厚度为薄,因此当所用材料相同时,不能达到两个齿轮具有等弯曲强度的要求。

(3)在互相啮合的标准齿轮副中,齧轮齿根的最大滑动系数与几何压力系数均比大齿轮者为大,所以当两齿轮的材料及硬度均相同时,齧轮较易磨损。

(4)标准齿轮不能适用于轴心距离 $A \neq A_0 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$ 的场合。

因为,当 A 小于 A_0 时,其标准齿轮根本无法安装;当 A 略大于 A_0 时,虽然可以安装,但齿侧间隙增大、冲击加剧、重合系数减小,致使传动的平稳性变坏。

当在同样模数和传动比的条件下,若要减小齿轮传动的尺寸和重

量时，則应設法减少齧輪的齿数。为了能制造出齿数少于17齿(标准齒輪的最少齿数 $z_{\min}$) 且无根切現象的直齒輪，可采用下面两种主要方式：

(1)加大刀具原始齿条齿廓角(即原始齿条齿廓的嚙合角) α_0 及减小齿頂高系数 例如苏联新近提出的非标准原始齿条齿廓角 $\alpha_0=28^\circ$ 、齿頂高系数 $f_0=0.9$ 的刀具；以及某些齒輪采用 $\alpha_0=25^\circ$ 等措施。当 α_0 角增大时，虽然可以制造出齿数少于17而不发生根切的齧輪，并使輪齿的齿根加厚而提高其抗弯曲强度，但是若 α_0 角过大，則在傳遞同样圓周力时，其嚙合輪齿之間以及軸承上的載荷都将增大。此外，增大 α_0 也易使齿頂变薄。至于采用减小齿頂高系数 f_0 (例如短齿制或双模数制) 以减少齧輪的最少齿数 $z_{\min}$ 的方法，也不是减小齒輪傳动尺寸和重量的主要方法，所以本书不准备介紹这些內容。

(2)采用徑向变位齒輪 切制这种齒輪时，需要将刀具的位置沿齒輪毛坯的直徑方向进行移距变位。这时，只要刀具的中心綫向远离被切齒輪軸心的方向移开(正移距修正)，不論是使用齒輪型插齿刀、齿条型插齿刀或齒輪滾刀(蝸杆型銑齿刀)，总是可以避免或減輕輪齿的根切現象的。正移距修正的变位齒輪，不但可以减少齧輪的齿数而又避免根切現象，而且能使齧輪的齿厚、齿頂高、齿根高等都随之发生变化。这样便可依靠适当的移距系数，在不同工作条件下設法提高齒輪傳动的质量指标，改善齒輪傳动的性能，以及滿足齒輪傳动的其他要求。所以，在現代机械制造工业中极为广泛地采用着徑向移距修正法切制的变位齒輪。

徑向变位齒輪通常分为：

(1)角度变位(角度修正)齒輪——不等移距变位齒輪，即 $\xi_1 + \xi_2 \neq 0$ (其中，当 $\xi_1 + \xi_2 > 0$ 时，这种齒輪傳动称为正变位齒輪傳动；而 $\xi_1 + \xi_2 < 0$ 时称为負变位齒輪傳动)；(2)高度变位(高度修正)齒輪——等移距变位齒輪，即 $\xi_1 + \xi_2 = 0$ 。

高度变位齿輪的傳动质量一般低于角度变位齿輪。应当指出：在減速器、汽車以及机床等的变速箱中，若中心距、模数及齿数和不变时，則多采用标准齿輪或高度变位齿輪；若中心距及模数不变而齿数和改变时，則須采用角度变位齿輪。在一般情况下的变位齿輪多采用角度变位齿輪，特别是其正变位齿輪傳动应用得尤其广泛。

由計算和經驗資料指出：移距修正的变位齿輪傳动与标准齿輪傳动相比較，它可以提高齿面接触强度；当齿輪的尺寸、材料及热处理相同时，傳动功率可提高 20%；当功率、尺寸、材料及热处理相同时，寿命可提高 200% 及弯曲强度提高 100%。

除了徑向变位齿輪外，尚有切向变位齿輪。切制这种齿輪时，系将刀具的位置沿齿輪分度圓的切綫方向进行移距变位。这样所切制的齿輪可使齿厚增大或减少。采用切向移距的修正法，虽然能使齿数相差悬殊的齿輪副中的齿根强度趋于一致，或用以获得齿側間隙；但是对于齿輪的其他嚙合性能并不能有所提高，故其应用不广，有时仅与徑向移距的修正法綜合使用。因此，本书所討論的内容是：用标准齿条型刀具切制的外嚙合非腹切（非修緣）齿的徑向移距修正的渐开綫圓柱齿輪和直齿圓錐齿輪的移距系数應該如何进行选择的問題。

用齿輪型刀具切制齿輪时的移距修正不能利用本书的封閉图（附录 II）选择移距系数。

§ 2. 選擇徑向移距系数的准則

徑向變位齒輪的移距量(修正量、變位量) χ 應等於移距系數 ξ 與其齒模數 m 的乘積, 即 $\chi = \xi m$ 。顯然, 移距系數能夠直接地反映出移距量的大小。研究移距系數的合理選擇就相當於研究怎樣的變位齒輪才是最合理的。

為了充分實現變位齒輪傳動的優越性, 必須正確地選擇移距系數。因此, 如何選擇齒輪副中的移距系數(ξ_1 及 ξ_2) 便是設計變位齒輪傳動的中心問題。由於齒輪的破壞形式是和它的工作條件、齒輪材料以及熱處理等因素密切相關, 所以在不同的情況下應當具體分析, 並根據其主要的傳動質量指標, 選擇不同的移距系數 ξ_1 及 ξ_2 。下面首先指出幾項選擇徑向移距系數的准則:

(1) 在閉式齒輪傳動中, 當具有良好的潤滑條件並且齒輪表面的硬度又不高($H_B < 350$) 時, 也就是說對於齒廓表面未經滲碳、氮化、表面淬火等硬化處理的齒輪, 最常見的齒面破壞形式並不是磨損而是疲勞點蝕或剝傷。這是由於齒輪表面在循環接觸應力作用下所產生的表層疲勞破壞。對於這種齒輪傳動的許用載荷, 一般是按接觸疲勞強度來確定的。因此, 當選擇這種傳動的移距系數時, 應使嚙合極點處具有最大的齒廓綜合曲率半徑, 以保證獲得尽可能大的接觸強度與疲勞壽命。為此, 應該力圖選尽可能大的總移距系數($\xi_2 = \xi_1 + \xi_2$), 以獲得尽可能大的嚙合角, 從而保證接觸強度的提高。

(2) 在閉式齒輪傳動中, 如果齒面硬度很高($H_B > 350$) 時, 則齒輪常發生折斷而失效。這是由於齒輪承受循環載荷的重複作用後, 會在齒根處產生疲勞裂縫, 終因彎曲疲勞而折斷破壞。當齒輪根部過渡倒圓半徑較小或留有切削刀痕, 從而引起應力集中時, 也會促使齒輪根部

产生疲劳折断。輪齿根部的折断破坏，也常产生在脆性材料制成的齿輪上。对于因輪齿折断而失效的齿輪傳动，其許用載荷应按輪齿的弯曲强度来确定。因此，應該力图使所选用的移距系数能使相嚙合的两齿輪輪齿具有相等的弯曲强度，并使齿形系数(πy)之值較大，以获得尽可能大的弯曲强度。

(3)在开式齿輪傳动中，輪齿的破坏形式主要是研磨磨損或輪齿的折断。对于齿面硬度低的开式齿輪傳动，应考虑到磨損失效。产生研磨磨損的主要因素是齿面間的压力与相对滑动速度，以及潤滑油中的污垢与周围介质中的灰尘或髒物等研磨性微粒。为了提高耐研磨磨損的能力，應該力图使所选用的移距系数能减低两嚙合輪齿的相对滑动系数并使齿根处的滑动系数趋于平齐($\eta'_1 = \eta'_2$)。同时也可以用增大齿頂厚度或者将开式齿輪傳动改为閉式齿輪傳动的方法来提高耐磨能力。对于齿面硬度高的开式齿輪傳动，还应考虑到弯曲疲劳破坏，这时移距系数的选择，應該力图提高輪齿的弯曲强度，[可参考准則(2)]。

(4)对于高速度重載荷的齿輪傳动，最容易产生輪齿的胶合破坏或失效。但是，胶合現象有时也可能在低速度或短期載荷下出現。由于影响輪齿胶合的因素很多，又对于胶合破坏的原因及計算方法尚缺乏全面的依据，因而为了获得輪齿具有最大抗胶合能力时所采用的移距修正法也就不可能十分准确地拟定。尽管如此，还可以认为产生輪齿胶合的主要因素是齿廓的相对滑动速度及齿面間的压力；此外，也与潤滑及散热情况有关。所以本书建議：欲提高輪齿的抗胶合能力，也应采用与提高輪齿的抗研磨磨損时的相近措施，即应使所采用的移距系数能减少嚙合开始及嚙合終了时的相对滑动系数，并减低輪齿的几何压力系数及比压系数。另外，对潤滑油的粘度作合理的选择或采用含有添加剂的活性潤滑油，以及設置可靠与充分的潤滑装置，都可以提高抗胶合的能力。

(5)对于高精度重載荷的齿輪傳动，应期望同时有一对以上的輪齿

嚙合,以減少每一對嚙合齒上的載荷。因此,所选用的移距系数应能获得較大的重合系数。

(6)对于无效功率(損耗功率)很大的閉式齒輪傳动(例如某些行星齒輪傳动),应使所选用的移距系数能够尽量减少功率的損耗,从而提高其傳动效率。

(7)对于經濟利用齒輪材料而規定的某些相配材料所制造的齒輪副,可采用节点外嚙合的变位齒輪傳动(嚙合綫位于节点之外)。

总之,对于齒輪傳动的工作条件及失效原因經過分析后,抓住主要的矛盾或問題,就能够合理地拟定出選擇移距系数的准則,以使所选用的移距系数能够适应于各齒輪副的使用要求或設計意图。

§ 3. 选择移距系数的限制条件

依据前节所述的准则选择移距系数时，必须注意到下列的限制条件：

(1) 保证被切齿轮不发生根切现象，或者在某些情况下仅允许有轻微的根切，但所产生的根切不致减小预期的重合系数或缩短齿廓的有效部分。

(2) 保证被切齿轮具有一定的齿顶厚度（即不致产生齿顶过薄的现象），以使轮齿具有足够的强度。

(3) 保证被切制成的齿轮副中不发生轮齿的干涉现象——一个齿轮的齿顶不允许与另一个齿轮的过渡曲线相干涉。不能错误地认为用齿条型刀具切制出的齿轮副在啮合传动中完全不可能发生干涉；因为，当移距系数的绝对值过大时，干涉问题是实际存在的。

(4) 保证齿轮传动中具有必要的重合系数。连续传动中的重合系数必须大于1，它决定于齿轮的精度等级。

(5) 当用标准滚刀切制齿轮时，要保证切出的轮齿具有足够正确的形状[5]^①。

上述限制条件虽然是齿轮传动中均应满足的，但是在设计变位齿轮时更有指出的必要，因为移距系数的大小会直接关系到能否满足上述限制条件的問題。

① 方括号内所列号码系代表本书末参考书刊的序号，下同。

§ 4. 選擇移距系數方法的討論及封閉圖解法

關於選擇移距系數的問題，過去曾作過大量的研究工作，並制定了一些選擇移距系數的標準和制度。下面就介紹幾種有關選擇移距系數的方法，並對其略作分析和討論：

1 蘇聯國家標準 (ГОСТ 2185-43) 中選擇直齒圓柱齒輪移距系數的方法

對於 α 系列者 [15]，系由下式確定：

$$\left. \begin{aligned} \xi_1 &= 0.3, \\ \xi_2 &= 1.04 \frac{z_0}{198} - 0.3, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中 z_0 ——嚙合齒輪副的齒數和 ($z_1 + z_2$)。

在這種選擇方法中，选取 $\xi_1 = 0.3$ 是為了保證齧輪齒數 $z_1 \geq 12$ 時不產生根切現象；在 ξ_2 的公式中， $\frac{z_0}{198}$ 是保證標準齒高及標準徑向間隙時應有的總移距系數；1.04 是考慮齒頂降低系數的系數。顯然 $\xi_2 = \xi_2 - \xi_1$ ， $\xi_2 = 1.04 \frac{z_0}{198}$ 。

這種方法的優點是：使齒輪副都有相同的中心距；相等的嚙合角；使齒輪不發生根切現象；以及計算簡便等。但是也有缺點：在考慮輪齒的最大接觸疲勞強度、齒輪副的等彎曲強度、抗胶合及耐磨損等方面卻不夠周全，因而不能充分發揮齒輪副工作能力的潛力；另外，也不適合在湊配中心距的場合下採用。

對於 δ 系列者 [15]，當 $z_1 > 17$ 時，齒輪副不進行移距修正，即 $\xi_1 = \xi_2 = 0$ ；當 $z_1 < 17$ 時，齒輪副進行 $\xi_1 = -\xi_2 = 0.30$ 的高度變位。這種修正法在發揮齒輪副工作能力的潛力方面更有不足之處。

2 苏联常用的选择移距系数的方法

$$\left. \begin{array}{l} \text{当不允许有根切时, } \xi_1 = \frac{17-z_1}{17}; \\ \text{当允许轻微根切时, } \xi_1 = \frac{14-z_1}{17}. \end{array} \right\} \quad (2)$$

当 $\frac{z_2}{z_1} \approx 1$ 时, 不得采用高度变位修正。

当 $\frac{z_2}{z_1}$ 值较大时, 可采用高度变位修正; 例如, $\frac{z_2}{z_1} > 3$ 时, 就可采用

高度变位修正 $\xi_1 + \xi_2 = 0$ 。

选择移距系数时, 也可利用表 1 中的建议。

表 1.

齒輪齒數 z_1	齒輪副的齒數和 $z_0 = z_1 + z_2$	中 心 距 A	推 荐 的 修 正 法
$8 \leq z_1 \leq 17$	> 34	$A = \frac{mz_0}{2}$	高度变位
	≤ 34	$A \neq \frac{mz_0}{2}$	角度变位
$z_1 \geq 17$	> 34		

3 德国标准 (DIN 870) 中选择移距系数的方法——古茨巴赫 (Kutzbach) 法

本法中规定当刀具齿廓角 $\alpha_0 = 20^\circ$, 齿顶高系数 $f_0 = 1$ 时:

若 $z_1 < 17, z_0 \geq 34$ 者, 则采用高度变位修正, 即选取

$$\xi_1 = -\xi_2 = \frac{17-z_1}{17}; \quad (3)$$

若 $z_1 < 17, z_0 < 34$ 者, 则采用正移距修正, 即选取

$$\xi_1 = \frac{17-z_1}{17}, \quad \xi_2 = \frac{17-z_2}{17}; \quad (4)$$

若允许有轻微根切时, 只有 $z < 14$ 者才进行移距修正, 并选取

$$\xi_{\min} = \frac{14-z}{17}. \quad (5)$$

依據公式(2)(3)(4)(5)所選用的移距系數，主要是考慮到根切問題；並未注意到盡量提高強度、壽命、耐磨損及抗膠合能力等方面，所以也不能進一步發揮齒輪工作的潛力。

4 國際標準協會(ISO-TC 60)推薦的齒輪嚙合制(1956 年)中有关變位修正問題的規定

當 $z_1 \geq 30$ 時，採用標準齒輪傳動。

當 $z_1 < 30$ 時，若 $z_e > 60$ 者，採用高度變位修正，其移距系數依下式選取：

$$\left. \begin{aligned} \xi_1 &= 0.03(30 - z_1); \\ \xi_2 &= -\xi_1. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

當 $z_1 < 30$ 時，若 $z_e < 60$ 者，採用角度變位修正，其移距系數依下式選取：

$$\left. \begin{aligned} \xi_1 &= 0.03(30 - z_1); \\ \xi_2 &= 0.03(30 - z_2). \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

若 $30 < z_e < 60$ 者，

$$\xi_x = \xi_1 + \xi_2 = 1.8 - 0.03z_e. \quad (8)$$

若 $z_e < 30$ 者，

$$\xi_x = 0.90. \quad (8')$$

這種修正方法雖然比第 1, 2 及 3 種方法選用了略大的移距系數，但仍不能根據 § 2 的準則進一步發揮齒輪工作能力的潛力。

5 В. Н. 庫德里亞夫采夫(Кудрявцев)建議的選擇移距系數的方法

本法主要是利用本書附錄 I 中的附表 1、附表 2、附表 3 來選擇移距系數的。制定這些表格的依據是：在保證重合系數 $s \geq 1.13$ 及頂圓齒厚 $S_e \geq 0.4m$ 的條件下，力求降低輪齒的滑動系數。關於表中移距系數求得的方法可參考書刊[17]。顯然，這些表格僅可用來設計為提高

耐磨损及抗胶合能力的正变位齿轮。

这些表格的适用范围:

附表1——适于选择 $2 \geq i \geq 1$ 时的正变位齿轮副的移距系数 ξ_1 及 ξ_2 。

附表2——适于选择 $5 \geq i > 2$ 时的正变位齿轮副的移距系数 ξ_1 。

附表3——适于选择 $5 \geq i > 2$ 时的正变位齿轮副的移距系数 ξ_2 。

表中所列传动比 i 系由齿轮副中大齿轮的齿数与小齿轮的齿数相比而求得, 即 $i = \frac{z_2}{z_1}$; 而不同于机床制造业常用的传动比之值 $u = \frac{z}{z'}$, 其中 z 为主动齿轮之齿数, z' 为从动齿轮之齿数。

6 利用表格选择移距系数的方法

利用查表法选择移距系数的最大特点是简便, 但是查表法仅能依据一个观点或准则进行, 而且不容易直观地校核移距系数的适用性。尽管如此, 这里仍推荐出一些表格(载于附录 I 中的附表 4 至附表 8), 以供选择移距系数时参考。

这些表格的适用范围:

附表 4——适于选择正变位齿轮副接触强度最有利的移距系数。

附表 5——适于选择角度变位时弯曲强度最有利的移距系数。

附表 6——适于选择高度变位时弯曲强度最有利的移距系数。

附表 7——适于选择高度变位时抗胶合及耐磨损最有利的移距系数。

附表 8——适于选择角度变位时抗胶合及耐磨损最有利的移距系数。

7 Л. И. 季克尔(Дикер)的建议

根据这一建议移距系数应该按照啮合因素(重合系数 ϵ 、滑动系数 η 、比压系数 ζ 等)来考虑; 并认为在任意值 z_1 及 z_2 时, 总移距系数 ξ_2 的值可能相差很少。他推荐用下式来确定总移距系数[9]:

$$\xi_2 = 0.033 \frac{z_2}{z_1} - 0.036 z_1 + 1.407. \quad (9)$$

關於在兩齒輪之間分配 ξ_z 為 ξ_1 及 ξ_2 時，則建議按照等滑動系數的條件—— $\eta'_1 = \eta'_2$ 進行分配（式中符號“'”表示嚙合開始時，“”表示嚙合終了時）。這種方法仍然不能選出理想的總移距系數 ξ_z 值，並且在分配 ξ_z 為 ξ_1 及 ξ_2 時只考慮到抗膠合及耐磨損的準則。

8 德國通用電氣公司(AEG)對於高度變位齒輪傳動的建議

該公司曾建議對於小齒輪取 $\xi_1 = 0.5$ ，大齒輪取 $\xi_2 = -0.5$ 。這種修正方法顯然不能適應不同的幾何參數與質量指標。

9 格基(Gerke)的建議[9]

他曾建議對於齒數在 10—100 的範圍內，取 $\xi = 1.0 - 0.01z$ 。這種方法僅從一個齒輪的觀點出發，顯然不全面。

10 Н. С. 阿切爾坎(Ачеркан)的建議

他曾建議當設計金屬切削機床時，修正前後齒數和 z_0 的差值最好為“ ± 1 ”，不得已時也可取 ± 2 ，實際中也有採用 ± 3 的。由齒數和之差，就可換算出總移距系數 ξ_z 。但是由 ξ_z 如何分配為 ξ_1 及 ξ_2 却未說明，以及齒數和的多少對於修正前後齒數和之差的影响也沒有涉及。

11 Г. В. 葉格爾曼(Егерман)等的建議

根據建議，變位齒輪移距量可以達到 10—15%，這裡的移距量即修正前後的齒數差對修正後齒數的比值。這種建議僅對單獨一個齒輪的移距系數加以限定，而對齒輪副修正時的相互影响却没有考慮。

除以上列舉者外，還有一些其他關於選擇移距系數的方法或建議，這裡不再贅述。讀者對此有興趣時，可參考 И. А. 鮑洛托夫斯基(Бологовский)[9]，М. Б. 格羅曼(Громан)[13]等書刊。

* * *

以上所列關於選擇變位齒輪移距系數的方法，只是考慮到與移距修正有關的個別或少數幾何參數與嚙合質量指標，所以很難符合全面考慮問題以致難以達到選出最合理的移距系數的要求。

正確合理地選擇移距系數，以達到提高齒輪傳動嚙合質量指標的

問題, 由于許多因素相互的影响, 解决起来是异常复杂的。譬如, 提高各种啮合质量指标間的关系上, 往往是相互矛盾的, 有时改善了某一质量指标, 但常会引起其他质量指标的变化(变好或变坏)。此外, 因为有很多的几何参数(原始齿条的齿廓角 α_0 , 齿顶高系数 f_0 , 徑向間隙系数 c_0 , 齿数 z_1 及 z_2 , 徑向移距系数 ξ_1 及 ξ_2 , 分度圓上輪齿的螺旋角 β_0 , 圓錐齒輪的节錐角 φ_1 及 φ_2 , 以及切向移距系数 ξ_{t1} 及 ξ_{t2} 等等)均与啮合质量指标密切相关; 并且各几何参数中除了少数的几个(如, $\alpha_0=20^\circ$ 、 $f_0=1$ 、 $c_0=0.25$, 有时 $c_0=0.2$ 或 0.3)很少变化外, 大多数都可在一定的范围内任意采用。所以, 根据上述几何参数所确定的許多啮合质量指标(例如, 重合系数 s , 齿顶圆齿厚 S_e , 齿形系数 y_1 及 y_2 , 啮合节点上的接触应力 σ_k , 比压系数 ζ , 滑动系数 η , 功率损耗系数 ψ_s 及根切与干涉现象等等)的函数表达式自然是十分复杂的。因而, 依照这些复杂的数学公式利用解析方法联立解出合理的移距系数, 不仅在实用上是极为繁琐, 而且是很难做到的; 于是解决移距系数合理选择的问题, 最好是利用綜合图解的方法。

为了指出解析法的复杂性以及图解法的基本原理, 下面以解齧輪齿顶圆齿厚系数 $\bar{S}_{e1}\left(\bar{S}_{e1}=\frac{S_{e1}}{m}\right)$ 为例加以說明。

由于变位齒輪的无側隙啮合方程式为

$$\operatorname{inv} \alpha = \frac{2 \operatorname{tg} \alpha_0 \cdot (\xi_1 + \xi_2)}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv} \alpha_0 \quad (10)$$

$$\text{或} \quad \alpha = \arccos \left[\frac{2 \operatorname{tg} \alpha_0 \cdot (\xi_1 + \xi_2)}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv} \alpha_0 \right] \quad (11)$$

式中 α ——啮合角;

α_0 ——原始齿条的齿廓角;

ξ_1, ξ_2 ——齧輪及齒輪的徑向移距系数;

z_1, z_2 ——齧輪及齒輪的齿数。

徑向变位齒輪分度圓的变动(分离)系数 λ 的公式为