

文章编号 1000-5013(2000)01-0061-05

非标准复合齿轮插齿刀设计方法

刘 菊 东

(集美大学机电工程系, 厦门 361021)

摘要 研究加工不等齿厚的非标准参数渐开线齿形, 与非渐开线齿形复合的锁闭齿轮插齿刀刀具的排列、刀具齿数的选择以及刀具设计的基本方法, 介绍用限制区域选择插齿刀变位系数的新方法, 并给出刀具齿顶后角与侧螺旋角的关系曲线, 为插齿刀参数的选择提供依据. 结果表明, 采用上述方法设计非标准复合齿轮插齿刀, 可简化计算和提高设计效率.

关键词 非标准复合齿轮, 插齿刀, 设计

中图分类号 TG 721

文献标识码 A

在铁路电气集中站场中, 用来改变道岔方向和锁闭尖轨的电动转辙机锁闭齿轮是非标准复合齿轮(图 1). 图中, 齿数 $Z = 10$, 模数 $m = 7$, 齿形角 $\alpha = 15^\circ$; 径向间隙系数 $C^* = 0.25$, 变位系数 $X = 4/7$ (指齿槽曲线), 精度等级为 9-8-8DC 和 JB179-60, 法线长度 $L_{(ab)} = 37.75 - 0.095$, $L_{(cd)} = 43.07 - 0.095$, 大齿槽和大齿中线的角距离 $\eta = 24^\circ$. 同标准齿轮或一般的变位齿轮相比, 该齿轮的结构具有 3 个特点. (1) 由不等齿厚的、非标准参数的轮齿(2 个大齿、5 个小齿)和 R39 的圆弧段组合而成. (2) 大、小轮齿的周节均由变位齿轮($Z = 10, m = 7, \alpha = 15^\circ; X = 4/7$)的周节增大而成, 即小齿齿间角由 36° 变为 39° ; 大齿齿间角变为 48° . (3) 轮齿的齿顶圆直径较上述变位齿轮减少 1.4 mm. 如此特点说明该齿轮只能采用插齿加工, 而且无法从有关单位编制的《复杂刀具订货手册》中选择所需的插齿刀. 因此, 需对刀具进行设计.

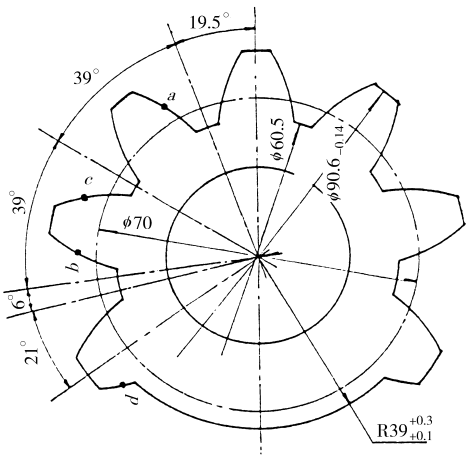


图 1 锁闭齿轮

1 刀具设计方法

1.1 插齿刀刀具的排列及齿数选择

由于图 1 所示齿轮同时具有不等齿厚的轮齿以及 R39 圆弧段, 所以插齿刀上也应具有与

其相对应的刀齿. 即插齿刀的小齿与齿轮上的小齿槽, 插齿刀的大齿与齿轮上的大齿槽, 插齿刀的圆弧刀齿与齿轮上 $R39$ 的圆弧段, 都应一一对应. 插齿刀刀齿的排列, 也必须满足所述对应的啮合关系. 为满足上述插齿刀刀齿排列的要求, 插齿刀齿数应选择该齿轮齿数的整数倍. 考虑到插齿刀的实际结构尺寸, 本文选择插齿刀的齿数为 $Z_0 = 20$.

1.2 设计的基本方法

在插齿刀的设计过程中, 采用小齿、大齿和 $R39$ 圆弧齿分别设计的方法^[1]. 在插齿刀小齿的设计时, 可假设该齿轮全部 10 齿均为小齿的假想齿轮. 根据被切齿轮小轮齿的参数, 设计出加工小轮齿所需的假想插齿刀, 此假想插齿刀的参数, 就是所要设计的插齿刀小齿的参数. 插齿刀大齿的设计方法与小齿类似, 只要改变分圆齿厚与齿槽宽即可. 至于圆弧齿, 可按非渐开线齿形进行设计. 需要说明的是, 被切齿轮的齿顶圆直径虽较所述变位齿轮减少 1.4 mm, 但该尺寸可由齿轮毛坯的外圆尺寸控制. 因此, 在插齿刀的设计计算过程中, 仍能利用无侧隙传动的所有计算公式, 这不会影响插齿刀的设计.

1.3 插齿刀变位系数的选择

插齿刀设计的关键在于变位系数的选择. 由于传统设计方法是采用试算法, 设计效率低, 因此本文采用外插齿刀设计的新方法^[2]来选择变位系数.

1.3.1 基本原理 将插齿刀变位系数选择需考虑的各限制条件转换整理为在极限条件下 a_{10} 与 r_{a0} 的函数式, 并在 $a_{10}Or_{a0}$ 直角坐标系中作出相应的曲线, 形成变位系数选择的限制区域. 然后, 根据插齿刀齿顶圆半径 r_{a0} 计算公式作出曲线; 该曲线与限制区域边界的两交点, 即是插齿时许用的最小啮合中心距 $[a_{10}]_{\min}$ 和最大啮合中心距 $[a_{10}]_{\max}$. 这样就很容易得到插齿刀许用的最小、最大变位系数 $[X_0]_{\min}$ 和 $[X_0]_{\max}$.

1.3.2 限制区域及 r_{a0} 曲线 根据上述基本原理, 整理后的在极限条件下插齿刀变位系数选择的各限制曲线, 可由式 (1) ~ (4) 作出. 在插齿时, 被切齿轮不产生顶切的限制曲线为

$$(a_{10})_{\min} = \sqrt{[m(Z_1 + Z_0) \cos \alpha / 2]^2 + r_{a1}^2 - r_{b1}^2}. \quad (1)$$

在插齿时, 被切齿轮不产生根切的限制曲线为

$$(r_{a0})_{\text{根切}} = a_{10}^2 - [m(Z_1 + Z_0) \cos \alpha / 2]^2 + (mZ_0 \cos \alpha / 2)^2. \quad (2)$$

被切齿轮与配对齿轮在啮合时, 不产生过渡曲线干涉的限制曲线为

$$(r_{a0})_{\text{干涉}} = \sqrt{a_{10}^2 - [m(Z_1 + Z_0) \cos \alpha / 2]^2 - \rho_{\min}^2} + (mZ_0 \cos \alpha / 2)^2. \quad (3)$$

为保证插齿刀的寿命, 插齿刀齿顶变尖的限制曲线为

$$[S_{a0}]_{\min} = r_{a0} \{ [S_0 + 2m(X_0)_{\max} \tan \alpha] / (mZ_0) + 2(\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0) \}, \quad (4)$$

其中 $\alpha_0 = \cos^{-1}(mZ_0 \cos \alpha / r_{a0})$, r_{a0} 分别用下式 (7), (8) 或 (9) 代入计算. 将被切齿轮和插齿刀的原始参数代入式 (5), (6), 可算出插齿时插齿刀齿顶不变尖的最大啮合中心距 $(a_{10})_{\max}$ 为

$$\operatorname{inv} \alpha_0 = 2(X_0 + X_1) \tan \alpha / (Z_1 + Z_0) + \operatorname{inv} \alpha, \quad (5)$$

$$a_{10} = m(Z_1 + Z_0) \cos \alpha / 2 \cos \alpha_0. \quad (6)$$

由式 (1) ~ (4) 所作出的曲线, 形成了插齿刀变位系数选择的限制区域. 插齿刀齿顶圆半径 r_{a0} 曲线, 可由式 (7), (8) 和 (9) 形成. (1) 常规方法, 即

(2) 保证被切齿轮根圆半径的方法, 即

$$r_{a0} = a_{10} - r_{f1}. \tag{8}$$

(3) 增大刀具齿顶半径的方法: 在满足上述 4 个限制条件的前提下, 为减少被切齿轮根圆半径的变化量, 以 $(r_{a0})_{干涉}$ 为基础, 用圆弧光滑连接来增大刀具齿顶半径, 保证被切齿轮所要求的径向间隙. 即

$$r_{a0} = (r_{a0})_{干涉} + \Delta. \tag{9}$$

在式(1)~式(9)中, 所用符号及其名称如表 1 所示.

表 1 公式所用符号及其名称

符号	名 称	符号	名 称
m	模数	a_{10}	插齿刀与被切齿轮间的啮合中心距
Z_0	插齿刀齿数	$(a_{10})_{\max}$	插齿时, 插齿刀齿顶不变尖的最大中心距
Z_1	被切齿轮齿数	$(a_{10})_{\min}$	插齿时, 被齿齿轮刚好不顶切的最小中心距
α	齿形角	$(X_0)_{\max}$	插齿刀齿顶不变尖的最大变位系数
X_1	被切齿轮变位系数	$(\alpha_0)_{\max}$	插齿刀在变位系数 $(X_0)_{\max}$ 的剖面中的顶圆压力角
X_0	插齿刀变位系数	ρ_{\min}	被切齿轮啮合时, 必须具有的有效渐开线最小曲率半径
r_{a1}	被切齿轮齿顶圆半径	Δ	插齿刀齿顶圆半径增加值(圆弧光滑连接)
r_{f1}	被切齿轮齿根圆半径	$(r_{a0})_{根切}$	被切齿轮刚好不根切的插齿刀齿顶圆半径
h_{a0}^*	插齿刀原始截面齿顶高系数	$(r_{a0})_{干涉}$	被切齿轮刚好不产生过渡曲线干涉的插齿刀齿顶圆半径
α_{j0}	插齿刀与被切齿轮间啮合角	$[S_{a0}]_{\min}$	插齿刀许用最小齿顶厚度, 且 $[S_{a0}]_{\min} = -0.0107m^2 + 0.2643m + 0.3381$

2 应用实例

现以锁闭齿轮小齿(齿形参数如表 2)插齿刀的设计加以说明. 表 2 的 h_{f1} 为齿根高, h_{a1} 为齿顶高, S_1 为分圆齿厚, e_1 为分圆齿槽宽; 另外, $\rho_{\min} = 0.17\text{ mm}$, $Z_0 = 20$, $h_{a0}^* = 1.25$.

表 2 小齿齿形参数

m	Z_1	α	X_1	h_{f1}	h_{a1}	S_1	e_1
7	10	15 °	4/7	4.75	10.3	14.778	9.046

2.1 变位系数的选择

将表 2 数据代入式(1), 可得被切齿轮不产生顶切的最小中心距 $[a_{10}]_{\min} = 105.81\text{ mm}$. (1) 常规方法 将表 2 数据代入式(7), (4), 可算得 $(a_{10})_{\max} = 111.11\text{ mm}$. 在 $(a_{10})_{\min} \sim (a_{10})_{\max}$ 的范围内, 等间距取 5 个 a_{10} 值, 分别代入式(2), (3)和(7), 算得相应的 $(r_{a0})_{根切}$, $(r_{a0})_{干涉}$ 和 r_{a0} 值, 并作出相应的曲线(图 2). 由图 2 可见, r_{a0} 曲线在根切限

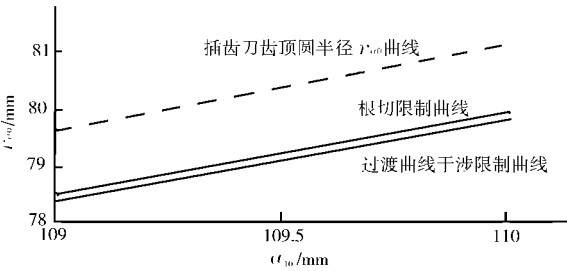


图 2 常规方法的 $a_{10} \sim r_{a0}$ 关系曲线

制曲线之上, 故在所有的中心距离范围内, 被切齿轮都将产生根切. (2) 保证被切齿轮根圆半径的方法. 将表 2 数据代入式(4), (8), 算得 $(a_{10})_{\max} = 119.85\text{ mm}$. 在 $(a_{10})_{\min} \sim (a_{10})_{\max}$ 的范围内, 等间距取 5 个 a_{10} 值, 并分别代入式(2), (3)和(8), 算得相应的 $(r_{a0})_{根切}$, $(r_{a0})_{干涉}$ 和 r_{a0} 值, 并

作出相应的曲线(图 3). 由图 3 可见, r_{a0} 曲线分别与根切限制曲线和过渡曲线干涉限制曲线交于 A, B 两点, 则可得许用的 $[a_{10}]_{\min} = 109.58 \text{ mm}$, $[a_{10}]_{\max} = 109.82 \text{ mm}$. 通过式(5)和(6), 可换算得 $[X_0]_{\min} = 0.819$, $[X_0]_{\max} = 0.869$. 当插齿刀齿顶后角 α_c 取 7.5° 时, 插齿刀可重磨厚度 $b_0 = 2.68 \text{ mm}$, 其利用范围太小而无实用价值. (3) 增大刀具齿顶半径的方法. 将表 2 数据及式(3)代入式(7), 可算得 $(a_{10})_{\max} = 113.52 \text{ mm}$. 在 $(a_{10})_{\min} \sim (a_{10})_{\max}$ 的范围内, 等间距取 5 个 a_{10} 值, 并分别代入式(2), (3), 算得相应的 r_{a0} 根切和 r_{a0} 干涉值, 并作出相应的曲线(图 4).

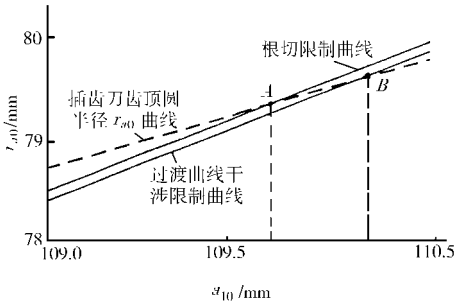


图 3 保证被切齿轮根圆半径的 $a_{10}-r_{a0}$ 关系曲线

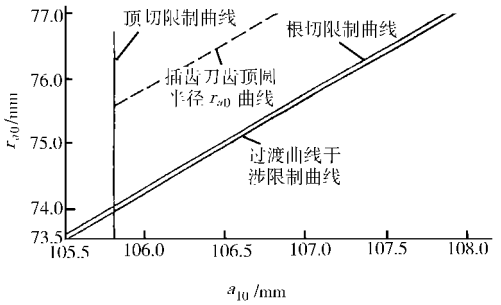


图 4 增大刀具齿顶半径的 $a_{10}-r_{a0}$ 关系曲线

在 $(a_{10})_{\min} = 105.81 \text{ mm}$ 时, 不产生过渡曲线干涉的插齿刀齿顶圆半径 $(r_{a0})_{\text{干涉}} = 73.96 \text{ mm}$, $[(a_{10})_{\min} - (r_{a0})_{\text{干涉}}] = 31.85 > r_{f1} = 30.25$, 造成被切齿轮根高存在 1.6 mm 的误差. 因此, 为减少被切齿轮根圆误差, 取 $\Delta = [(a_{10})_{\min} - (r_{a0})_{\text{干涉}}] - r_{f1} = 1.6 \text{ mm}$. 在插齿刀可重磨厚度 b_0 取 20 mm 和 α_c 取 7.5° 时, 可算得其许用最大中心距 $[a_0]_{\max} = 107.68 \text{ mm}$. 根据式(9), 作出 r_{a0} 曲线如图 4 所示. 插齿刀小齿的设计结果如表 3 所示, 其中插齿刀齿顶圆角半径 r_c 可据文 [6] 有关公式计算, 其值为 $r_c = 2.93 \text{ mm}$. 在插齿刀满足各限制条件的情况下, 采用圆弧光滑连接来增大插齿刀的齿顶圆半径, 不会出现被切齿轮根切的现象. 虽然在插齿刀的使用过程中, 被切齿轮的根圆半径将随着刀具齿厚变位系数的增大而减小, 但其最大误差为 0.83 mm , 不会影响其正常啮合.

表 3 插齿刀小齿设计结果(mm)

参数	$[X_0]_{\min} = -0.450$	$[X_0]_{\max} = -0.129$
分圆齿厚	7.36	8.56
齿顶高	5.56	8.19
齿根高	15.20	12.95

2.2 齿侧螺旋角 β_0 与齿顶后角 α_c

由于插齿刀齿顶半径不再直接由根据齿厚计算的变位系数决定, 所以齿侧螺旋角 β_0 与齿顶后角 α_c 之间的关系需重新建立. 设插齿刀上距离为 b 的任意两剖面变位系数及其分圆齿厚分别为 X, X 和 S, S , 则

$$\begin{aligned} S - S &= 2m(X - X) \text{tg} \alpha_c \\ S - S &= 2btg \beta_0. \end{aligned}$$

因为 $b = (r_a - r_a) / \text{tg} \alpha_c$, 故得

$$\text{tg} \beta_0 = \frac{[m(X - X)]}{r_a - r_a} \cdot \text{tg} \alpha_c \text{tg} \alpha_c$$

令 $K = m(X - X) / (r_a - r_a)$, 则得

$$\text{tg} \beta_0 = K \text{tg} \alpha_c \text{tg} \alpha_c,$$

其中 K 值可由图 5 中 $mX-r_{a0}$ 关系曲线算出. 该曲线可近似认为是直线, K 为该直线斜率的倒

数, 通过计算可得 $K = 1.25$. 因此, 插齿刀齿侧螺旋角 β 与齿顶后角 α 之间的关系, 它应满足以下式(10)的要求. 即

$$\operatorname{tg} \beta_0 = 1.25 \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \alpha_0. \quad (10)$$

3 结束语

(1) 非标准复合齿轮插齿刀应按非常规方法进行设计. (2) 采用本文所述的变位系数选择方法, 可直观地判断设计的可行性, 从而提高设计效率. (3) 在插齿刀齿顶高不再由齿厚计算的变位系数直接决定时, 从理论上推导了齿侧螺旋角与齿顶后角之间的关系, 可为插齿刀参数的选择提供依据.

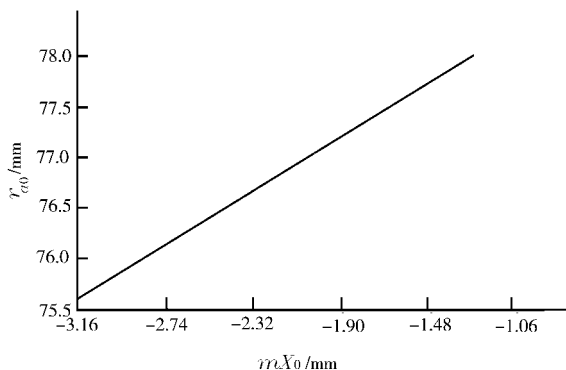


图 5 $mX_0 \sim r_{a0}$ 关系曲线

参 考 文 献

- 1 吴泽林. 加工齿厚不一致齿轮的插齿刀设计[J]. 工具技术, 1997, (4): 13~16
- 2 刘菊东. 外插齿刀设计的新方法[J]. 集美大学学报(自然科学版), 1999, (4): 29~34
- 3 袁哲俊, 刘华明, 唐宜胜. 齿轮刀具设计[M]. 北京: 新时代出版社, 1983. 125~174

On the Method of Designing Gear Sharper Cutter for the Nonstandard Composite Gear

Liu Judong

(Dept. of Electromech. Eng., Jimei Univ., 361021, Xiamen)

Abstract For cutting the composite lock gear with unequal tooth thickness, a study is made on the design method of gear sharper cutter with nonstandard parameter involute tooth profile and noninvolute tooth profile. The cutter tooth arrangement, the choice of teeth number of the cutter and the basic method of cutter design are discussed; and a new method of choosing deflection factor by using limited area is presented. And the curve of relationship between rear angle on tooth crest and helical angle on tooth side of the cutter is given so as to give a basis for the gear sharper cutter to choose its parameters. To design nonstandard gear sharper cutter by adopting the method mentioned above will simplify the calculation and will increase the efficiency of design.

Keywords nonstandard composite gear, gear sharper cutter, design