

非正交弧线齿面齿轮齿宽设计

陈 勇¹, 冯占荣¹, 王利霞¹, 盛 伟², 王文轩¹, 赵玉龙¹
(1. 南昌航空大学 航空制造工程学院, 南昌 330063;
2. 南京航空航天大学 机电学院, 南京 210016)

摘 要: 以弧线齿圆柱齿轮为假想刀具, 基于齿轮啮合原理提出一种非正交弧线齿面齿轮, 并对该种面齿轮单齿全齿面进行数学建模, 计算出有效齿宽, 通过 Catia 二次开发对计算得出的齿宽数值进行验证, 通过改变轴交角及压力角的大小来讨论该种面齿轮齿宽的变化规律, 结果表明: 当轴交角不断增加时, 内径与外径逐渐增大, 且外径变化的曲线上升幅度要比内径更加明显, 从而有效齿宽不断增大。随着压力角的不断增加, 内径与外径逐渐减小, 内径变化曲线下降的幅度比外径大, 故有效齿宽逐渐增大。
关 键 词: 非正交弧线齿面齿轮; 根切; 齿顶尖; 有效齿宽; 滚齿仿真; 齿宽影响因素
中图分类号: V232.8 **文献标志码:** A

Tooth width design of non-orthogonal arc tooth face gear

CHEN Yong¹, FENG Zhanrong¹, WANG Lixia¹, SHENG Wei²,
WANG Wenxuan¹, ZHAO Yulong¹

(1. School of Aeronautical Manufacturing Engineering,
Nanchang Hangkong University, Nanchang 330063, China;
2. College of Mechanical and Electrical Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Taking the arc tooth cylindrical gear as a hypothetical tool, a non-orthogonal arc tooth surface gear was proposed based on the gear meshing principle, and the single tooth full tooth surface of this type of gear was mathematically modeled to calculate the effective tooth width. The Catia secondary development verified the calculated tooth width value, and discussed the change rule of the tooth width of this kind of face gear by changing the size of the shaft intersection angle and the pressure angle. Results showed that: when the shaft intersection angle continued to increase, the inner and outer diameters gradually increased, and the increase of the change curve of the outer diameter was more obvious than the inner diameter, so the effective tooth width continued to increase. As the pressure angle continued to increase, the inner and outer diameters gradually decreased, and the inner diameter change curve decreased more than the outer diameter, so the effective tooth width gradually increased.
Key words: non-orthogonal arc tooth face gear; undercutting; tip of the tooth; effective tooth width; hobbing simulation; tooth width influencing factors

收稿日期:2020-03-11
基金项目:江西省教育厅科学技术研究项目(GJJ160701)
作者简介:陈勇(1996—),硕士生,研究方向为机械设计制造。E-mail:18234203652@163.com
通信作者:冯占荣(1982—),男,副教授、硕士生导师,博士,研究方向为机械设计及自动化。E-mail:fengzhanrong@nchu.edu.cn
引用格式:陈勇,冯占荣,王利霞,等. 非正交弧线齿面齿轮齿宽设计[J]. 航空动力学报, 2020, 35(10): 2136-2143. CHEN Yong, FENG Zhanrong, WANG Lixia, et al. Tooth width design of non-orthogonal arc tooth face gear[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(10): 2136-2143.

面齿轮副^[1-2]是由小轮为圆柱齿轮和大轮为面齿轮组成的齿轮结构,与传统齿轮相比,具有动力分流效果好等特点。随着面齿轮的不断发展,不少学者将具有传动效率高的圆柱齿轮与面齿轮相结合,提出了不同齿面形式的面齿轮结构,如直齿面齿轮^[3-5]、弧齿面齿轮^[6-7]、斜齿面齿轮^[8]、人字齿面齿轮^[9-10]、蜗杆面齿轮^[11-12]等。由于面齿轮在航空领域具有广阔的应用前景^[13],且伴随着数控加工技术^[14-20]的不断提高,使得具有复杂齿面形式的面齿轮被加工出来将会变成可能。弧线齿形是由凸齿面和凹齿面组成,故在参与啮合时,弧线齿面齿轮与弧线齿圆柱齿轮齿面接触形式为凹凸接触,这使得面齿轮承载能力和重合度增强,传动平稳性与其他齿轮相比大大提高。本文以端面渐开线弧线齿圆柱齿轮为假想刀具包络展成弧线齿面齿轮,推导了面齿轮齿面方程,由于面齿轮在设计时必须避免根切及齿顶变尖现象,故应对齿宽进行设计^[21-22],将计算结果利用 Catia 二次开发对非正交弧线齿面齿轮进行仿真滚齿来验证齿宽计算的准确性,并对内外径及齿宽的影响因素进行讨论和分析。

1 非正交弧线齿面齿轮齿面方程

1.1 弧线齿圆柱齿轮齿面方程

如图 1、图 2 所示,刀具分度圆半径为 R_t ,基圆半径 R_b ,齿根圆半径 R_m ,圆弧半径为 R_t ,刀具齿数为 N_s ,压力角为 α_s ,齿宽为 B ,渐开线上任意一点的角度参数 θ_s ,齿槽对称线 O_hx_h 到渐开线起始点的角度参数 θ_{s0} ,分度圆柱面上的齿槽对称线为 x_a 和 x_s 之间的夹角为位置角 β ,平面 $O_a-x_a y_a$

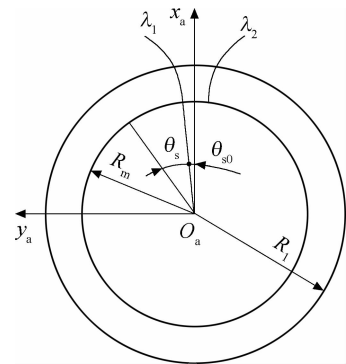


图 2 圆柱齿轮截面

Fig. 2 Cylindrical gear section

与平面 $O_s-x_s y_s$ 间的垂直距离为 h 。

位置角 β 与 h 的关系为

$$\beta = (R_t - \sqrt{R_t^2 - h^2}) / R_t \tag{1}$$

渐开线齿廓方程为

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_a(\theta_s) &= (x_a, y_a, z_a, t)^T = \\ &\begin{bmatrix} R_b[\cos(\theta_{s0} + \theta_s) + \theta_s \sin(\theta_{s0} + \theta_s)] \\ \pm R_b[\sin(\theta_{s0} + \theta_s) - \theta_s \cos(\theta_{s0} + \theta_s)] \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{2}$$

$O_a-x_a y_a z_a$ 到 $O_s-x_s y_s z_s$ 的坐标变换矩阵为

$$\mathbf{M}_{sa} = \begin{bmatrix} \cos\beta & -\sin\beta & 0 & 0 \\ \sin\beta & \cos\beta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & h \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{3}$$

刀具齿面方程为

$$\mathbf{r}_s(x_s, y_s, z_s, t)^T = \mathbf{M}_{sa} \mathbf{r}_a \tag{4}$$

刀具齿面法向量为

$$\mathbf{n} = \frac{\partial \mathbf{r}_s}{\partial \theta_s} \times \frac{\partial \mathbf{r}_s}{\partial h} = (n_x, n_y, n_z)^T \tag{5}$$

1.2 非正交弧线齿面齿轮齿面的方程推导

图 3 为非正交弧线齿面齿轮传动简图,根据非正交弧线齿面齿轮副的位置关系建立面齿轮传动坐标系,如图 4 所示。弧线齿面齿轮静坐标系和动坐标系分别为 $O_{20}-x_{20} y_{20} z_{20}$ 、 $O_2-x_2 y_2 z_2$,刀具的静坐标系和动坐标系分别为 $O_1-x_1 y_1 z_1$ 、 $O_s-x_s y_s z_s$,由于非正交弧线齿面齿轮传动副轴交角 γ 为钝角,为了方便刀具与面齿轮之间的坐标变换,建立中间坐标系 $O_p-x_p y_p z_p$,且两齿传动轴的轴心距为 L_0 ,面齿轮齿数为 N_2 ,面齿轮与刀具齿轮角速度分别为 ω_2 、 ω_s ,面齿轮与刀具模数为 m ,圆柱齿轮轴心与面齿轮齿顶距离为 R_{sm} ,刀具齿轮与面齿轮转角分别为 ϕ_s 、 ϕ_2 。

如图 4 所示, $\mathbf{M}_{2,20}$ 是坐标系 $O_{20}-x_{20} y_{20} z_{20}$ 到

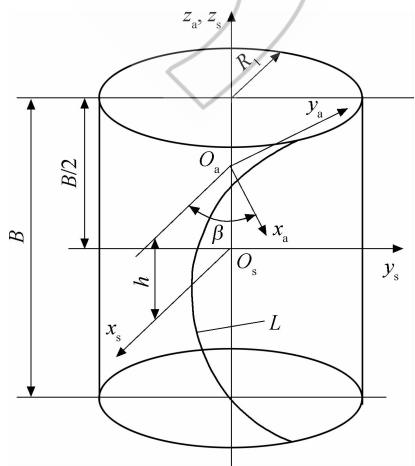


图 1 圆柱齿轮坐标系

Fig. 1 Cylindrical gear coordinate system

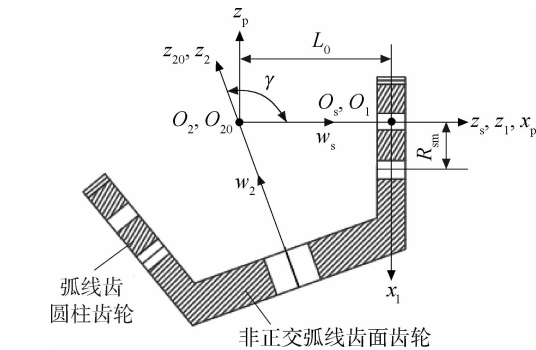


图 3 面齿轮传动简图

Fig. 3 Face gear transmission diagram

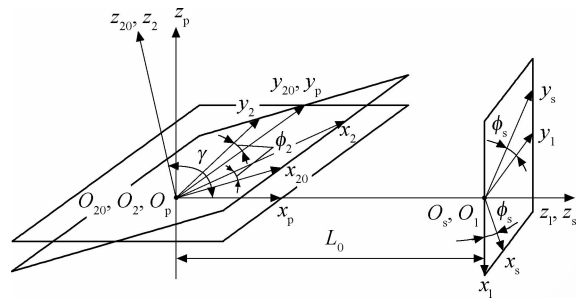


图 4 面齿轮坐标系

Fig. 4 Face gear coordinate system

$O_2-x_2y_2z_2$ 的坐标变换, $M_{20,p}$ 是坐标系 $O_p-x_py_pz_p$ 到 $O_{20}-x_{20}y_{20}z_{20}$ 的坐标变换, $M_{p,1}$ 是坐标系 $O_1-x_1y_1z_1$ 到 $O_p-x_py_pz_p$ 的坐标变化, $M_{1,s}$ 是坐标系 $O_s-x_sy_szs$ 到 $O_1-x_1y_1z_1$ 的坐标变换, 故刀具与面齿轮坐标变换矩阵为

$$M_{2,s} = M_{2,20} \cdot M_{20,p} \cdot M_{p,1} \cdot M_{1,s} \tag{6}$$

设接触点沿刀具坐标系运动的速度为 v_s , 随面齿轮坐标系运动的速度为 v_2 , 那么刀具齿面与面齿轮的齿面接触处的相对速度就是 $v^{(s,2)}$ 。

刀具与面齿轮齿面相对速度为

$$\begin{aligned} v^{(s,2)} &= (w_s k_s - w_2 k_2) \times r_s - w_2 k_2 \times L_0 k_s = \\ &= (v_x^{(s,2)}, v_y^{(s,2)}, v_z^{(s,2)})^T \end{aligned} \tag{7}$$

将式(5)、式(7)代入啮合方程(式(8))得

$$f = n \cdot v^{(s,2)} = \sin \phi_s a_0 + \cos \phi_s b_0 - A = 0 \tag{8}$$

其中式(8)中的 a_0 、 b_0 、 A 分别为

$$\begin{aligned} A &= \pm r_y (w_s - \cos \gamma w_2) \sin(\theta_{s0} + \theta_s \pm \beta) + \\ &+ r_x (w_s - \cos \gamma w_2) \cos(\theta_{s0} + \theta_s \pm \beta) \\ a_0 &= R_b \frac{\partial \beta}{\partial h} \sin \gamma w_2 r_x \mp \\ &\sin \gamma w_2 (r_z + L_0) \sin(\theta_{s0} + \theta_s \pm \beta) \\ b_0 &= R_b \frac{\partial \beta}{\partial h} \sin \gamma w_2 r_y + \\ &\sin \gamma w_2 (r_z + L_0) \cos(\theta_{s0} + \theta_s \pm \beta) \end{aligned} \tag{9}$$

根据式(8)、式(9)可得

$$\phi_s = \arcsin\left(\frac{A}{\sqrt{a_0^2 + b_0^2}}\right) - \arctan \frac{b_0}{a_0} \tag{10}$$

工作面方程为

$$r_2(r_{2x}, r_{2y}, r_{2z}, t)^T = M_{2s} r_s \tag{11}$$

由过渡曲面形成条件, 将面齿轮齿面方程(式(11))与刀具齿顶处的 θ_s (式(12))联立

$$\theta_s = \frac{\sqrt{R_a^2 - R_b^2}}{R_b} \tag{12}$$

即可求得非正交弧线齿面齿轮过渡曲面方程。

设计参数如表 1。

表 1 设计参数
Table 1 Design parameters

参数	数值	参数	数值
m/mm	4	R_t/mm	500
N_s	30	N_2	120
$\alpha_s/(\circ)$	20	L_0/mm	240
B/mm	100	$\gamma/(\circ)$	100

全齿面数学模型如图 5。

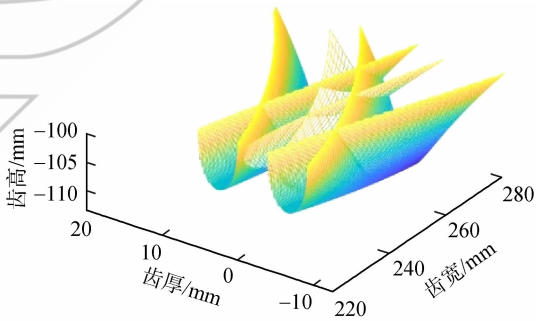


图 5 全齿面数学模型

Fig. 5 Mathematical model of full tooth surface

2 齿宽设计

2.1 根切

由齿轮根切理论^[1]可知, 当 v_2 为零时, 面齿轮齿面将会出现根切点。故根切判别式为

$$|E| = \begin{vmatrix} \frac{\partial f}{\partial \theta_s} & \frac{\partial f}{\partial h} & -\frac{\partial f}{\partial \phi_s} & \frac{d\phi_s}{dt} \\ \frac{\partial x_s}{\partial \theta_s} & \frac{\partial x_s}{\partial h} & -v_x^{(s,2)} & \\ \frac{\partial z_s}{\partial \theta_s} & \frac{\partial z_s}{\partial h} & -v_z^{(s,2)} & \end{vmatrix} = 0 \tag{13}$$

由式(10)可知, ϕ_s 是 θ_s 和 h 的函数, 故根据

根切理论,根切界限线与刀具齿顶圆柱的交点就是根切界限点,且刀具齿顶位置处的 θ_s 为式(12)。故通过将式(8)、式(12)和式(13)进行联立求得不同齿面下的值,并分别代入两侧齿面,由于非正交弧线齿面齿轮两侧齿面不具有对称性,故应分别求解出不产生根切的内径,后取最大值为最终内径值,设发生根切点为 $C(x_2, y_2, z_2)$, $\gamma_2 = \pi - \gamma$ 。

内径计算公式为

$$R_{in} = \frac{\sqrt{x_2^2 + y_2^2}}{\sin \gamma_2}$$

(14)

经计算 $R_{in} = 231.4199 \text{ mm}$ 。

2.2 顶 尖

本文给出两种求顶尖位置的方法。

如图 6 利用顶尖形成条件及尖点坐标关系得到方法一。弧线齿面齿轮外径两侧齿面相交于一点,该点即为顶尖位置点 D ,即凸齿面上的 $D_1(x_1, y_1, z_1)$ 和凹齿面上的 $D_2(x_2, y_2, z_2)$ 。 D 点在刀具坐标平面上 $z_s O_s y_s$ 上的投影点为 D'' ,在面齿轮坐标平面 $x_2 O_2 y_2$ 上投影点为 D' ,过点 D 做刀具坐标平面 $z_s O_s y_s$ 的垂线,交点为 B 点,过点 D 在面齿轮齿顶平面上做线段与面齿轮轴线交于点 A 。

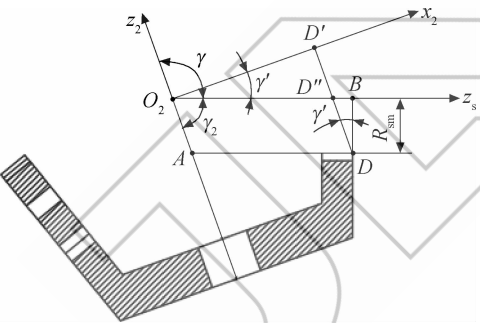


图 6 方法一简图
Fig. 6 Method one diagram

根据顶尖位置及面齿轮副的啮合关系可列出如下方程组,其中 $D_1(x_1, y_1, z_1)$ 中的未知量为 $\theta_{s1}, h_1, \phi_{s1}$, $D_2(x_2, y_2, z_2)$ 中的未知量为,其中 $\gamma' = \gamma - \frac{\pi}{2}$ 。

$$\begin{cases} x_1(\theta_{s1}, h_1, \phi_{s1}) = x_2(\theta_{s2}, h_2, \phi_{s2}) \\ y_1(\theta_{s1}, h_1, \phi_{s1}) = y_2(\theta_{s2}, h_2, \phi_{s2}) \\ z_1(\theta_{s1}, h_1, \phi_{s1}) = z_2(\theta_{s2}, h_2, \phi_{s2}) = \\ -\frac{R_{sm}}{\cos \gamma'} - \sqrt{x_2^2 + y_2^2} \tan \gamma' \\ f_1(\theta_{s1}, h_1, \phi_{s1}) = f_2(\theta_{s2}, h_2, \phi_{s2}) = 0 \end{cases}$$

(15)

R_{sm} 的取值需要考虑如下两种情况:

- 1) 若 $R_m \geq r_b$ 或 $N_s \geq \frac{2}{1 - \cos \alpha_s}$, 则 $R_{sm} = R_m$;
- 2) 若 $R_m < R_b$ 或 $N_s < \frac{2}{1 - \cos \alpha_s}$, 则 $R_{sm} = R_b$ 。

通过式(15)可求出对应的 4 个未知数,并将所求得的 $h_1, h_2, \theta_{s1}, \theta_{s2}$ 代入式(10)即可求得两齿面分别对应的 ϕ_{s1}, ϕ_{s2} , 随后将 6 个未知量分别代入式(11)即可求得尖点 $D_1(x_1, y_1, z_1)$ 或 $D_2(x_2, y_2, z_2)$, 从而求出外径 R_{out} 。

$$R_{out} = R_{AD} = \frac{\sqrt{x_1^2 + y_1^2}}{\sin \gamma_2}$$

或

或

$$R_{out} = R_{AD} = \frac{\sqrt{x_2^2 + y_2^2}}{\sin \gamma_2}$$

(16)

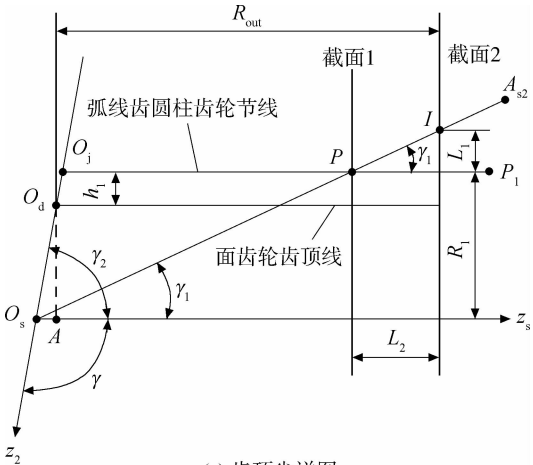
由于方法一涉及到的变量较多,求解过程繁琐,故本文利用法二进行求解顶尖位置。

方法二根据发生顶尖位置并对面齿轮进行截面的近似解法^[1]。图 7(a)根据传动简图 3 得出的根切位置图,刀具与面齿轮传动的瞬时回转轴为 $O_s A_{s2}$, 瞬时回转轴与刀具轴线的夹角为 γ_1 , I 是瞬时回转轴上的流动点, $O_j P_1$ 是假想刀具齿轮的节线, h_1 是刀具齿轮的节线与面齿轮齿顶线的距离,截面 1 是过节点 P 垂直于刀具轴线的平面,如图 7(b),假设截面 2 是过顶尖位置点 D 且平行于截面 1 的平面,如图 7(c),两平面垂直距离为 L_2 , B 点为截面 2 与刀具轴线的交点,过 O_d 做垂直于刀具轴线的垂线,交点为点 A , α_s 是刀具端截面的压力角, α 为发生齿顶尖化现象时的压力角,本文假设在截面 2 处发生面齿轮外径齿顶变尖现象。

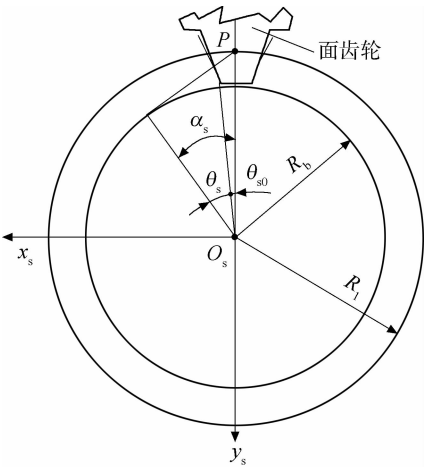
图 7(c)中的各点矢量关系为

$$\mathbf{O_s E} + \mathbf{E F} + \mathbf{F D} = \mathbf{O_s D}$$

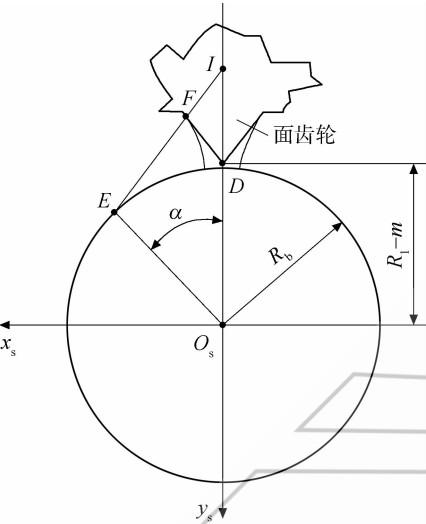
(17)



(a) 齿顶尖详图



(b) 截面1



(c) 截面2

图 7 方法二简图
Fig. 7 Method two diagram

其中 $|O_sD|=R_1-m$ ，设 $|FD|=k$ ，则式(17)可以表示为如下关系式：

$$\begin{cases} R_b(\sin\alpha - \theta_s\cos\alpha) - k\sin\alpha = 0 \\ -R_b(\cos\alpha + \theta_s\sin\alpha) + k\cos\alpha = -R_1 + m \end{cases} \quad (18)$$

其中 R_b 、 α_s 的关系为

$$R_b = \frac{N_s m \cos\alpha_s}{2} \quad (19)$$

根据图 7(c)，发生顶尖时的 θ_{s0} 、 θ_s 、 α 的关系为

$$\theta_s + \theta_{s0} = \alpha \quad (20)$$

且式(20)可写为

$$\alpha - \frac{(N_s - 2)\sin\alpha}{N_s\cos\alpha_s} = \theta_{s0} \quad (21)$$

L_1 、 α 的关系为

$$L_1 = O_sI - O_sP = \frac{R_b}{\cos\alpha} - \frac{R_b}{\cos\alpha_s} = \frac{N_s m}{2} \left(\frac{\cos\alpha_s - \cos\alpha}{\cos\alpha} \right) \quad (22)$$

γ_1 、 L_1 、 L_2 的关系为

$$\tan\gamma_1 = \frac{\sin\gamma_2}{q_{2s} + \cos\gamma_2} = \frac{L_1}{L_2} \quad (23)$$

则避免齿顶变尖的最大外径为

$$R_{out} = \frac{R_1}{\tan\gamma_1} + L_2 - L_{O_sA} \quad (24)$$

其中 L_{O_sA} 为

$$L_{O_sA} = \frac{R_1 - h_1}{\tan\gamma_2} \quad (25)$$

根据表 1 面齿轮传动副设计参数，借助 Matlab 编程计算得表 2。

表 2 外径参数计算结果

Table 2 Calculation result of outer diameter parameter

参数	数值
$\tan\gamma_1$	0.2395
L_1/mm	7.866
L_2/mm	33.337
L_{O_sA}/mm	9.8743
R_{out}/mm	277.7588

如图 8 所示，将式(14)、式(24)代入式(26)即可求得有效齿宽为

$$R_{width} = R_{out} - R_{in} = 46.338\text{ mm} \quad (26)$$

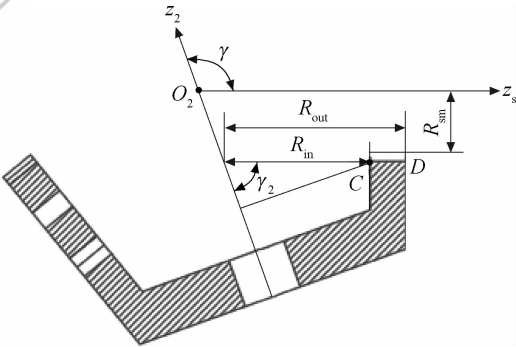


图 8 有效齿宽简图

Fig. 8 Effective tooth width diagram

2.3 实例仿真验证

基于 Catia 二次开发，对上述计算结果进行仿真滚齿验证，图 9(a)是非正交弧线齿面齿轮副按照标准中心距进行安装的齿坯模型，图 9(b)为两齿的根切及齿顶变尖现象，图 9(c)为仿真滚齿与齿宽计算结果比对后得出的双齿模型。

2.4 顶尖影响因素

如图 10(a)~图 10(c)和图 10(d)~图 10(f)是在表 1 所给参数下，只改变面齿轮传动副轴交

角 γ 或圆柱齿轮压力角 α_s 的大小来讨论其对内、外径(R_{in} 、 R_{out})及有效齿宽(R_{width})的影响,通过 Matlab 进行辅助计算得出当轴交角不断增大时,面齿轮内外径及有效齿宽逐渐变大,当压力角不

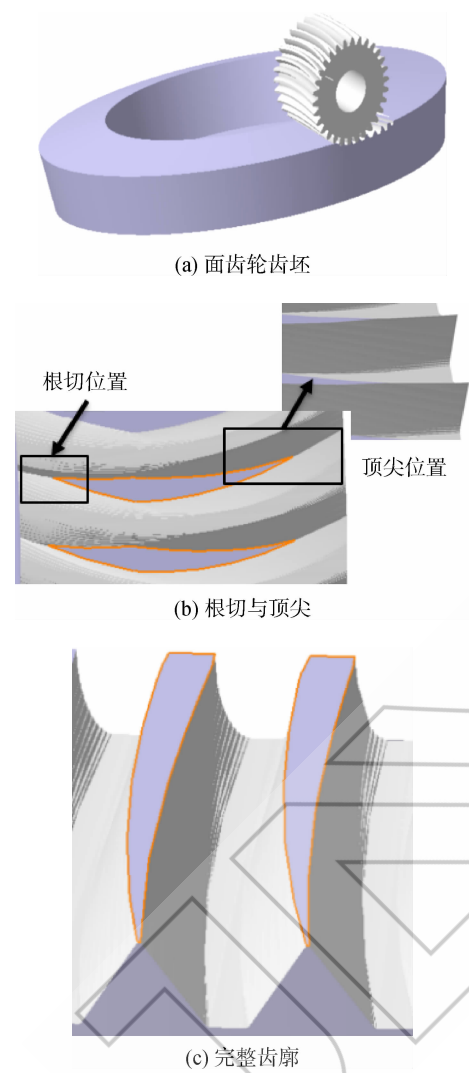
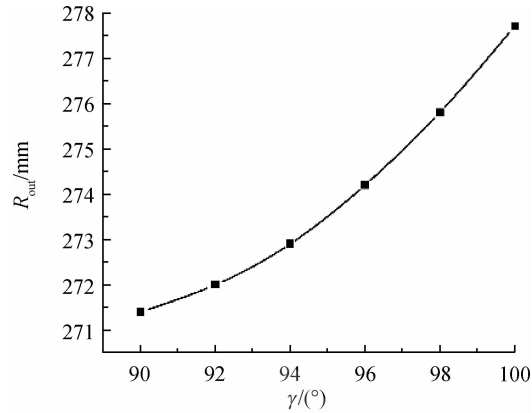
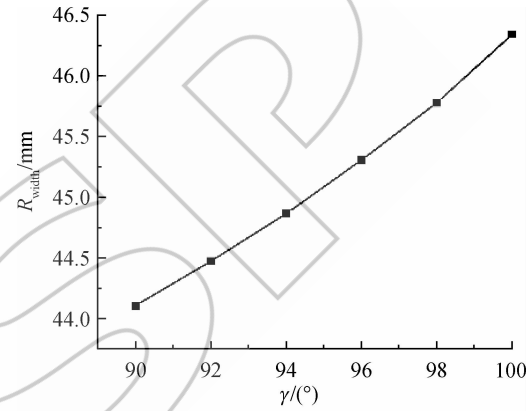


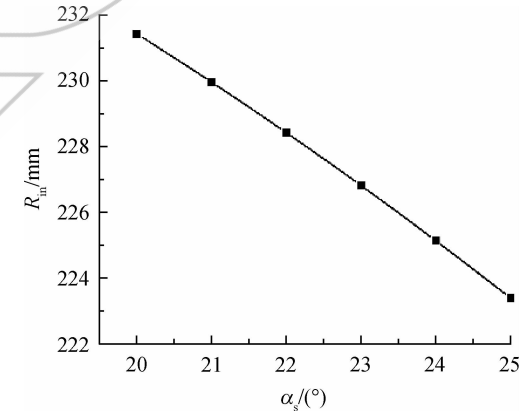
图 9 滚齿仿真
Fig. 9 Hobbing simulation



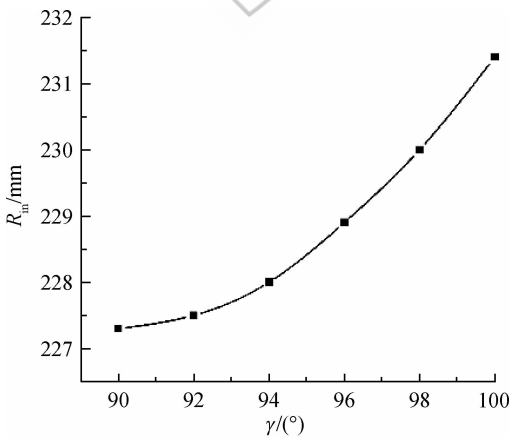
(b) 轴交角与外径



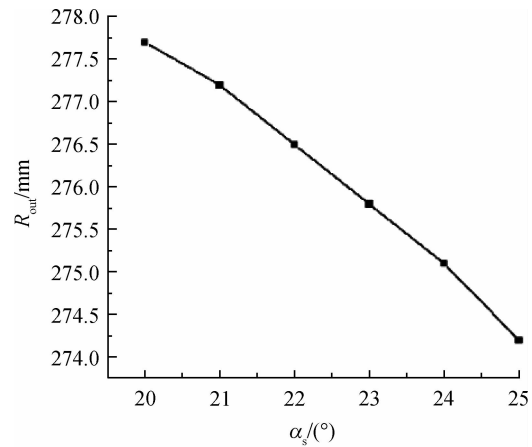
(c) 轴交角与有效齿宽



(d) 压力角与内径



(a) 轴交角与内径



(e) 压力角与外径

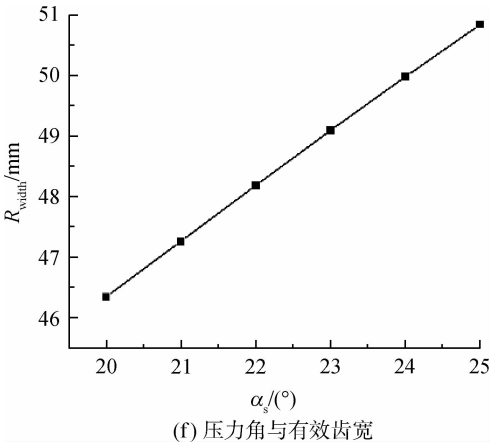


图 10 齿轮内、外径和有效齿宽的影响因素

Fig. 10 Influencing factors of gear inner, outer diameter and effective tooth width

断增大时面齿轮内外径逐渐减小,但有效齿宽逐渐变大。

3 结 论

根据面齿轮啮合原理推导得到非正交弧线齿面齿轮工作齿面及过渡曲面方程,并利用 Matlab 编程实现了单齿全齿面可视化。

为了避免面齿轮传动中发生根切及齿顶变尖现象,故对面齿轮内外径进行设计以得到有效齿宽。并基于 Catia 二次开发对非正交弧线齿面齿轮齿坯进行仿真滚齿来验证内径和外径计算的准确性,以此得到完整的双齿实体模型。

当轴交角不断增加时,内径与外径逐渐增大,且外径变化的曲线上升幅度要比内径更加明显,从而齿宽不断增大。随着压力角的不断增加,内径与外径逐渐减小,内径变化曲线下降的幅度比外径大,故齿宽逐渐增大。

参考文献:

[1] LITVIN F L, FUENTES S A. Gear geometry and applied theory[M]. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2004.

[2] 王志, 刘建伟. 面齿轮传动国内研究进展[J]. 机械设计与制造, 2012(3): 219-221.

WANG Zhi, LIU Jianwei. Face gear drive and its research developments in domestic[J]. Machinery Design and Manufacture, 2012(3): 219-221. (in Chinese)

[3] 张会会. 非正交面齿轮传动设计研究[D]. 济南: 山东大学, 2012.

ZHANG Huihui. Research on the non-orthogonal face gear drive design[D]. Jinan: Shandong University, 2012. (in Chinese)

[4] 陈鸿. 非正交面齿轮传动的啮合特性与强度分析的研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2011.

CHEN Hong. Analysis on engagement characteristic and stress of non-orthogonal face gear drive[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2011. (in Chinese)

[5] 王延忠, 唐文, 兰州, 等. 基于载荷当量安装误差的面齿轮振动特性[J]. 航空动力学报, 2018, 33(4): 989-998.

WANG Yanzhong, TANG Wen, LAN Zhou, et al. Vibration characteristic for face gear based on load equivalent installation errors[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(4): 989-998. (in Chinese)

[6] 崔艳梅, 方宗德, 王丽萍. 弧线齿面齿轮的根切与变尖研究[J]. 机械强度, 2014, 36(4): 572-577.

CUI Yanmei, FANG Zongde, WANG Liping. Research on arc tooth face-gear with undercutting and pointing[J]. Journal of Mechanical Strength, 2014, 36(4): 572-577. (in Chinese)

[7] 蔡香伟, 方宗德, 苏进展. 弧线齿面齿轮的几何设计和数控加工[J]. 机械科学与技术, 2012, 31(11): 1781-1785.

CAI Xiangwei, FANG Zongde, SU Jinfa. Geometrical design and manufacture on NC machine for face gear with arcuate tooth[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2012, 31(11): 1781-1785. (in Chinese)

[8] 沈云波, 方宗德, 赵宁. 斜齿面齿轮齿宽的设计[J]. 航空动力学报, 2008, 23(4): 754-758.

SHEN Yunbo, FANG Zongde, ZHAO Ning. The design of tooth face width of the face-gear drives with helical pinion[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(4): 754-758. (in Chinese)

[9] 彭先龙, 李爱民, 郭卫. 人字齿面齿轮传动及其几何啮合特性[J]. 机械科学与技术, 2017, 36(7): 1131-1135.

PENG Xianlong, LI Aimin, GUO Wei. Face gear driver with double helical pinion and its meshing performance[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2017, 36(7): 1131-1135. (in Chinese)

[10] 冯光烁, 顾永鹏. 人字形面齿轮几何设计与基本特征分析[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2019, 59(8): 670-682.

FENG Guangshuo, GU Yongpeng. Geometric design and characteristic analysis of herring-bone face gears[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2019, 59(8): 670-682. (in Chinese)

[11] 魏洪方. 偏置圆柱蜗杆面齿轮传动的动力学分析研究[D]. 天津: 天津大学, 2010.

WEI Hongfang. Research on dynamic analysis of the drive between offset cylindrical worm and face gear[D]. Tianjin: Tianjin University, 2010. (in Chinese)

[12] 李清, 徐伟俊, 张猛. 飞刀法加工蜗杆面齿轮的理论研究与实践[J]. 中国机械工程, 2019, 30(23): 2835-2843.

LI Qing, XU Weijun, ZHANG Meng. Theoretical research and practice of machining worm-face gears by flying cutter method[J]. China Mechanical Engineering, 2019, 30(23): 2835-2843. (in Chinese)

[13] 王俊, 潘文斌. 直升机传动系统面齿轮传动技术的发展[J]. 航空动力, 2018(5): 44-46.

WANG Jun,PAN Wenbin. The development of face gear transmission technology of helicopter transmission system [J]. Aerospace Power,2018(5):44-46. (in Chinese)

[14] 吴亚男. 面齿轮滚齿加工方法的研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2013.

WU Yanan. Research on hobbing method of face gear[D]. Harbin:Harbin Institute of Technology,2013. (in Chinese)

[15] 王延忠,唐文. 基于球形滚刀的面齿轮滚齿加工方法[J]. 北京航空航天大学学报,2017,43(3):441-448.

WANG Yanzhong,TANG Wen. Hobbing method of face gear based on spherical hob[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics,2017,43(3):441-448. (in Chinese)

[16] 白瑀,曹岩,石亚茹. 直齿面齿轮增量制造技术研究[J]. 机床与液压,2019,47(4):25-28,5.

BAI Yan,CAO Yan,SHI Yaru. Research on incremental manufacturing technology of spur face gear[J]. Machine Tool and Hydraulics,2019,47(4):25-28,5. (in Chinese)

[17] 户立杰. 曲线齿面齿轮铣削加工方法研究[D]. 天津:天津大学,2017.

HU Lijie. Research on milling method of curved tooth face gear[D]. Tianjin:Tianjin University,2017. (in Chinese)

[18] 王延忠,赵洪铺. 基于航空环境的面齿轮磨珩复合磨削加工方法[J]. 北京航空航天大学学报,2016,42(4):646-653.

WANG Yanzhong,ZHAO Hongpu. Surface grinding and compound grinding processing method based on aviation environment[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics,2016,42(4):646-653. (in Chinese)

[19] 唐进元,杨晓宇. 面齿轮数控插铣加工方法研究[J]. 机械传动,2015,39(6):5-8.

TANG Jinyuan,YANG Xiaoyu. Research of the plunge milling for face gear[J]. Journal of Mechanical Transmission,2015,39(6):5-8. (in Chinese)

[20] 王延忠,初晓孟,赵文军. 一种装配式球形滚刀加工面齿轮精密展成滚齿方法[J]. 中南大学学报,2019,26(10):2704-2716.

WANG Yanzhong,CHU Xiaomeng,ZHAO Wenjun. A precision generating hobbing method for facegear with assembly spherical hob[J]. Journal of Central South University,2019,26(10):2704-2716. (in Chinese)

[21] 朱如鹏,高德平. 在面齿轮设计中避免根切和齿顶变尖的设计方法的研究[J]. 中国机械工程,1999,10(11):82-84,7.

ZHU Rupeng,GAO Deping. Study on the method of avoiding dedendum under cutting and addendum pointing in face gear design[J]. China Mechanical Engineering,1999,10(11):82-84,7. (in Chinese)

[22] 朱如鹏,潘升材,高德平. 正交面齿轮传动中齿宽设计的研究[J]. 机械科学与技术,1999,18(4):54-55,57.

ZHU Rupeng,PAN Shengcai,GAO Deping. Study of the design of tooth width of rigaht shaft-angle face-gear drive [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering,1999,18(4):54-55,57. (in Chinese)

(编辑:王碧琚)