

# 直面性能要求的泵用齿轮高效设计方法\*

吴维锋<sup>①</sup> 苏江<sup>①</sup> 张恩光<sup>②</sup>

(<sup>①</sup>广东科学技术职业学院,广东 珠海 519090;<sup>②</sup>珠海科技学院,广东 珠海 519040)

**摘要:**为建立一种泵用渐开线齿轮的高效简便设计方法,基于无根切和采用标准齿顶高系数与标准压力角的三限制条件,推导出齿轮泵的相关性能参数,并由此构建出由工况参数到性能参数到齿廓参数到齿轮参数的逆向设计方法。结果表明:齿数是主要的齿廓参数,最小齿数为6,逆向设计方法简单高效;重合度是影响流量脉动的直接要素,齿数越多,重合度越大,传动平稳性、流量脉动质量就越好,但轻量化与困油性能却越差等。

**关键词:**齿轮泵;性能要求;无根切;齿廓参数;齿轮参数;逆向设计

**中图分类号:**TH122,TH325,TH 137.3,TB752 +.26 **文献标识码:**B

**DOI:**10.19287/j.cnki.1005-2402.2022.02.016

## Efficient gear-design methods based directly on pump-performance

WU Weifeng<sup>①</sup>,SU Jiang<sup>①</sup>,ZHANG Enguang<sup>②</sup>

(<sup>①</sup>Guangdong Polytechnic of Science and Technology, Zhuhai 519090, CHN;

<sup>②</sup>Zhuhai College of Science and Technology, Zhuhai 519040, CHN)

**Abstract:** Focus on an efficient and simple gear-design method for external gear pumps, from no undercut, standardization of addendum coefficient and tip pressure angle, pump-performance parameters was derived, and then from working-condition parameters to pump-performance parameters to tooth-profile parameters to gear-design parameters, a new reverse gear-design method was constructed. All results showed that tooth-number was an leading tooth-profile parameter, the minimum tooth-number was six, and the reverse gear-design method was simple and efficient; contact-ratio was a direct factor affecting flow ripple, the more tooth-number was, the greater contact-ratio was, the better transmission stability and flow ripple quality were, but the worse lightweight effect and trapped-oil effect were, etc.

**Keywords:** gear pump; pump-performance; no undercut; tooth-profile parameters; gear-design parameters; reverse gear-design

齿轮泵是一种应用广泛的容积式液压元件<sup>[1]</sup>,一对同尺寸的渐开线齿轮(简称为齿轮)为泵的核心部件,其参数直接影响着泵的容积性能<sup>[2]</sup>,为此齿轮泵的设计重点在于以最佳的齿轮参数达成各项性能要求<sup>[3]</sup>,为一种常见的正向设计方法<sup>[4]</sup>。其中,齿轮参数主要指模数、齿数、齿顶高系数、啮合角或变位系数等;性能要求主要体现为轻量化<sup>[5]</sup>、流量脉动<sup>[6]</sup>、容积效率<sup>[7]</sup>、困油现象<sup>[8]</sup>、根切现象<sup>[9]</sup>、传动平稳性及其标准齿顶高系数和标准压力角下的易加工性能等,因为齿轮参数是耦合而非独立体现泵的各项性能<sup>[10]</sup>,所以最佳的齿轮参数通常需要采用优化技术来多维数值求

解<sup>[11]</sup>,这远非一般工程技术人员所理解所运用。泵用齿轮作为齿轮传动在容积泵上的特殊应用,因其规模化、标准化设计加工所规定的齿轮参数,却不能直接体现泵的各项性能要求,尤其根切现象<sup>[12]</sup>在小齿数齿轮设计<sup>[13]</sup>甚至一些经典教材<sup>[14]</sup>中常常被忽视。由鉴于此,旨在直接基于无根切理论和标准齿顶高系数与标准压力角,以最能体现性能要求的齿廓参数而非齿轮参数作为出发点,并通过“由给定的工况参数和主要性能目标→查独创的性能参数表→确定出相应的齿廓参数→计算出相应的齿轮参数”的逆向设计流程,以期建立出一种高效简便的泵用齿轮设计方法。

\* 广东省普通高校特色创新类项目(2019GKTSCX032)

### 1 渐开线齿轮的轮廓构造

泵用齿轮副两同尺寸齿轮的半齿轮廓,均由齿顶圆弧  $ab$ 、节圆外渐开线段  $bc$ 、节圆内渐开线段  $cd$ 、根过渡段  $de$  和根圆弧  $ef$  共 5 部分组成,如图 1 所示。其中,  $ab$ 、 $ef$  段的圆心均为齿轮中心  $O$ , 齿顶圆心角  $\angle aOb$ 、齿根圆心角  $\angle eOf$  均为  $\sigma$ , 齿顶圆半径为  $r\xi$ , 齿根圆半径为  $r(2-\xi-c)$ ,  $r$  为节圆半径,  $\xi$  为形状系数,  $c$  为顶隙系数。

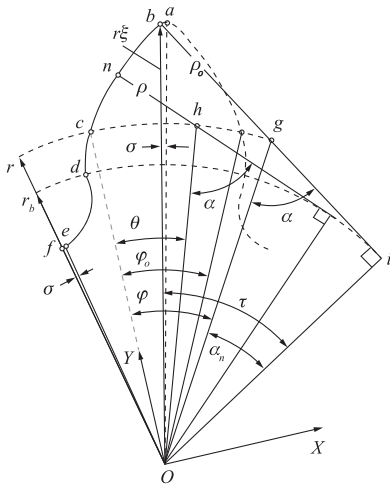


图1 渐开线齿轮的齿廓构造

设点  $n$  为  $bc$  上任一动点,  $b$ 、 $n$  处法线交节圆于点  $g$ 、 $h$ ,  $b$  处的渐开线曲率中心为  $i$ ,  $nh$ 、 $bg$  的长度  $\rho$ 、 $\rho_0$ ,  $\angle nhO$  的补角为  $\alpha$ ,  $\angle cOh = \theta$ ,  $\angle cOa = 0.5\phi_0 = 0.5\pi/z$ ,  $\angle cOg = \varphi = \varepsilon\phi_0 = \varepsilon\pi/z$ ,  $z$  为齿数,  $\varepsilon$  为重合度。

由渐开线成形原理,得  $\theta \in [0, \varphi]$  下的

$$\left. \begin{aligned} \alpha(z, \varepsilon) &= 0.5\pi - \alpha_n \\ \rho/r(\theta, z, \varepsilon) &= \theta \times r_b/r = \theta \cos \alpha_n \\ \rho_0/r(z, \varepsilon) &= \rho/r(\phi, z, \varepsilon) = \phi \cos \alpha_n \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中:  $\alpha_n$  为啮合角,  $r_b$  为基圆半径。

则,段  $bc$ 、 $cd$  在图 1 中  $XOY$  下的坐标方程为

$$\left. \begin{aligned} x_{bc}/r(\theta, z, \varepsilon) &= \sin\theta - \rho/r \times \sin(\alpha - \theta) \\ y_{bc}/r(\theta, z, \varepsilon) &= \cos\theta + \rho/r \times \cos(\alpha - \theta) \\ x_{cd}/r(\theta, z, \varepsilon) &= \rho/r \times \sin(\alpha + \theta) - \sin\theta \\ y_{cd}/r(\theta, z, \varepsilon) &= \cos\theta - \rho/r \times \cos(\alpha + \theta) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

并由此得齿根点  $d$  的坐标为

$$\left. \begin{aligned} x_d/r(z, \varepsilon) &= x_{cd}/r(\varphi, z, \varepsilon) = \varphi \cos \alpha_n \sin(\alpha + \varphi) - \sin\varphi \\ y_d/r(z, \varepsilon) &= y_{cd}/r(\varphi, z, \varepsilon) = \cos\varphi - \varphi \cos \alpha_n \cos(\alpha + \varphi) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

### 2 无根切齿轮的齿廓参数

由齿根点  $d$  位于基圆上无根切齿廓构造

$$(x_d/r)^2 + (y_d/r)^2 = (r_b/r)^2 = \cos^2 \alpha_n \quad (4)$$

得啮合角  $\alpha_n$ 、基节  $p_b$  为

$$\left. \begin{aligned} \alpha_n(z, \varepsilon) &= a \cos \sqrt{1/(1 + \phi^2)} = \text{atan}\phi = \text{atan}(\varepsilon\pi/z) \\ p_b/r(z, \varepsilon) &= 2\pi/z \times \cos \alpha_n = 2\pi/z \times \sqrt{1/(1 + \phi^2)} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

以及  $ig$  的长度等于  $bg$  的长度  $\rho_0$ , 即  $bi$  的长度为  $2\rho_0$ 。

在直角三角形  $\triangle biO$  中, 由

$$(r\xi)^2 = r_b^2 + (2\rho_0)^2 \quad (6)$$

得  $\xi$ 、反映传动平稳性的齿顶压力角  $\tau$ 、反映齿顶密封效果的齿顶圆心角  $\sigma$  为

$$\left. \begin{aligned} \xi(z, \varepsilon) &= \sqrt{1 + 3\sin^2 \alpha_n} = \sqrt{(1 + 4\phi^2)/(1 + \phi^2)} \\ \tau(z, \varepsilon) &= \text{atan}(2\rho_0/r_b) = \text{atan}(2\phi) \\ \sigma(z, \varepsilon) &= \tau - (\phi + \alpha_n - \phi_0/2) \\ &= \text{atan}(2\phi) - (\phi + \text{atan}\phi - \phi_0/2) \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

基于外啮合变位直齿轮基本尺寸的计算公式,由变位系数  $x$ 、中心距变动系数  $y$ 、齿顶圆半径  $r\xi$  得:

$$\left. \begin{aligned} x(z, \varepsilon) &= \frac{z}{2\tan\alpha_y} \times (\text{inv}\alpha_n - \text{inv}\alpha_y) \\ r\xi &= 0.5mz + (h_a^* - x + y)m \\ y(z, \varepsilon) &= \frac{2r - 2r_y}{m} = z \left( \frac{\cos\alpha_y}{\cos\alpha_n} - 1 \right) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式中:  $m$  为模数;  $r_y$  为分度圆半径;  $\alpha_y$  为标准压力角, 通常  $\alpha_y = 20^\circ$ ;  $h_a^*$  为标准齿顶高系数, 通常  $h_a^* = 1$ 。得

$$\left. \begin{aligned} r/m(z, \varepsilon) &= \\ &= (0.5z + h_a^* - x + y)/\xi = 0.5z \cos\alpha_y / \cos\alpha_n \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

由式(9)的一维迭代求解得  $\varepsilon(z)$ , 操作上可由 EXCEL 下的“数据→模拟分析→单变量求解”方法来实现, 故  $z$  为无根切齿轮的主要齿廓参数。

### 3 齿轮泵的流量脉动系数

当泵齿轮副为大侧隙和开有对称卸荷槽时, 设齿宽为  $w$ , 齿轮泵的排量、无量纲排量为  $Q$ 、 $q$ 。则由<sup>[14]</sup>

$$\left. \begin{aligned} q(z) &= Q/(2\pi w r^2) = \xi^2 - 1 - (p_b/r)^2/12 \\ &= (3\phi^2 - \phi_0^2/3)/(1 + \phi^2) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

得其容积利用系数  $\lambda$  为

$$\lambda(z) = q/\xi^2 = (3\phi^2 - \phi_0^2/3)/(1 + 4\phi^2) \quad (11)$$

且由流量脉动系数  $\delta$  的

$$\delta(\varepsilon) = \delta(z) = \frac{(p_b/r)^2/4}{\xi^2 - 1 - (p_b/r)^2/12} = \frac{3}{9\varepsilon^2 - 1} \quad (12)$$

知其仅为  $\varepsilon(z)$  的函数。

而文献[14]依据标准齿轮得到的脉动系数  $\delta$  为:

$$\delta(z) = \frac{(p_b/r)^2/4}{\xi^2 - 1 - (p_b/r)^2/12} = \frac{3\pi^2 \cos^2 \alpha_n}{12(z+1) - \pi^2 \cos^2 \alpha_n} \quad (13)$$

并由  $\varepsilon = 1, \alpha_n = 20^\circ$  得出  $\delta$  仅与  $z$  有关的经典结论,但这种提法值得商榷,因为  $\varepsilon$  和  $\alpha_n$  彼此间并不独立,如式(5)中的  $\alpha_n$  式所示,既保证了  $\varepsilon = 1$  就不能保证  $\alpha_n = 20^\circ$ ,反之亦然。

#### 4 齿轮泵的单位排量体积

单位排量体积  $V_q$  能反映泵的轻量化效果,  $V_q$  越小轻量化效果越好。如以包裹齿轮副的最小方块体积  $V$  代表齿轮泵的体积<sup>[5]</sup>,则由

$$V(z) = 4r \times 2r\xi \times w = 8wr^2 \sqrt{(1+4\varphi^2)(1+\varphi^2)} \quad (14)$$

和式(10)的

$$Q(z) = 2\pi wr^2 \times (3\varphi^2 - \varphi_0^2/3)/(1+\varphi^2) \quad (15)$$

得

$$V_q(z) = V/Q = 4\sqrt{(1+4\varphi^2)(1+\varphi^2)}/[\pi(3\varphi^2 - \varphi_0^2/3)] \quad (16)$$

#### 5 齿轮泵的最大困油流量

图1中,当  $\theta$  介于  $[2\varphi_0 - \varphi, \varphi]$  内时,齿轮副位于双齿啮合即大侧隙困油区间,如图2所示。其中,  $O'$  为配对齿轮中心,此时另一啮合点  $n'$  处对应的  $\theta'(\theta) = 2\varphi_0 - \theta$ 。

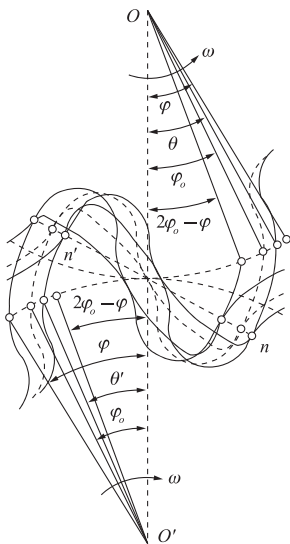


图2 双齿啮合的困油过程

最大困油流量(即困油容积的最大变化率)直接

决定困油现象程度严重与否,以及采用何种卸荷槽结构的困油卸荷措施<sup>[8]</sup>,在图2所示旋转速度  $\omega$  下,困油流量  $Q_t$  数值上等于啮合点  $n'$  处对应的输出流量  $Q_{n'}$  减去啮合点  $n$  处对应的输出流量  $Q_n$ 。则由<sup>[15]</sup>

$$\left. \begin{aligned} Q_n/(w\omega r^2)(\theta, z) &= \xi^2 - 1 - \{\rho/r(\theta_n)\}^2 \\ Q_{n'}/(w\omega r^2)(\theta, z) &= \xi^2 - 1 - \{\rho/r(\theta_{n'})\}^2 \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

得无量纲困油流量  $q_t$  及其无量纲最大困油流量  $q_{tmax}$  为:

$$\left. \begin{aligned} q_t(\theta, z) &= \frac{Q_t}{w\omega r^2} = \frac{Q_{n'} - Q_n}{w\omega r^2} = 4\cos^2 \alpha_n \times \phi_0(\theta - \varphi_0) \\ q_{tmax}(z) &= q_t(\phi, z) = 4\phi_0(\phi - \phi_0)/(1 + \phi^2) \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

#### 6 无根切齿轮泵性能参数

$h_a = 1, \alpha_y = 20^\circ$ 、不同  $z$  下的性能参数,如表1所示。

表1 无根切齿轮泵的性能参数

| $z$                 | 5     | 6     | 8     | 10    | 12    | 14     |
|---------------------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| $\varepsilon$       | 0.96  | 1.04  | 1.18  | 1.30  | 1.41  | 1.51   |
| $\alpha_n/(^\circ)$ | 31.00 | 28.52 | 24.87 | 22.27 | 20.28 | 18.69  |
| $\sigma/(^\circ)$   | 2.80  | 2.73  | 2.65  | 2.59  | 2.51  | 2.44   |
| $\tau/(^\circ)$     | 50.24 | 47.38 | 42.84 | 39.31 | 36.46 | 34.09  |
| $\xi$               | 1.34  | 1.30  | 1.24  | 1.20  | 1.17  | 1.14   |
| $x$                 | 0.309 | 0.253 | 0.160 | 0.081 | 0.011 | -0.054 |
| $\delta$            | 0.415 | 0.345 | 0.260 | 0.210 | 0.177 | 0.154  |
| $\lambda$           | 0.389 | 0.364 | 0.319 | 0.281 | 0.250 | 0.224  |
| $V_q$               | 2.44  | 2.69  | 3.23  | 3.78  | 4.36  | 4.97   |
| $q_{tmax}$          | -0.10 | 0.07  | 0.20  | 0.24  | 0.24  | 0.23   |

具体设计时,依据目标不同,可选取出相应的  $z$ ,例如,以脉动质量为主时,则可由较大的  $z$  来实现等。其中,  $z=5$  因  $\varepsilon = 0.96 < 1$  而不适用,则最小齿数为6。

#### 7 无根切齿轮的逆向设计

通过设计工况所给定的额定排量  $Q$ ,例  $15\ 000\ \text{mm}^3$ ,和已选定的无根切齿廓参数,例  $z=8$ ,及初定的齿轮宽径比  $v$ ,例  $v = w/r = 1$ ,由式(10)~(11)的进一步推导,得

$$\left. \begin{aligned} r &= \sqrt[3]{Q/(2\pi v \xi^2 \lambda)} = 16.97 \\ m &= 2r \cos \alpha_n / (z \cos 20^\circ) = 4.10 \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

依据 GB/T 1357-2008 和 GB1356-88 等齿轮设计方法,首先确定出模数例  $m = 4.0$ ,然后由式(19)中的  $m$  式反推出  $r = 16.57\ \text{mm}$ ,及其由  $r$  式反推出  $v =$

1.074。

## 8 结语

(1) 齿数为主要的齿廓参数,性能参数表正确可靠,逆向设计方法简单高效。

(2) 最小齿数为6,齿数越多,轻量化效果、困油性越差,传动平稳性、脉动质量却越好。

(3) 齿顶圆心角、齿顶压力角和无量纲最大困油流量控制在 $2.5^\circ$ 、 $48^\circ$ 和0.22左右,齿顶密封效果、传动平稳性和困油性能较好。

(4) 重合度是影响流量脉动的直接要素,大小由不同的齿数来体现等。

### 参 考 文 献

- [1] 李玉龙,孙付春,钟飞. 齿轮泵无径向力新结构的研究与分析[J]. 制造技术与机床,2019(1):28-30.
- [2] 王建,崔祥波,常雪峰. 基于流量脉动系数的齿轮泵齿廓的主动设计及特性分析[J]. 液压与气动,2019(9):29-35.
- [3] 吴少华,祝海林,唐鑫. 高黏度齿轮泵结构优化设计与仿真[J]. 机床与液压,2021,49(14):89-94.
- [4] 姚长江,孙兵兵,罗亮. 工程用齿轮泵参数的设计计算[J]. 通用机械,2020(7):57-59.
- [5] 刘萍. 空天用泵轻量化的齿廓逆向设计方法及高形技术[J]. 流体机械,2020,48(7):33-37.
- [6] 刘茜. 外啮合齿轮泵的瞬时流量及脉动特性研究[J]. 机械传动,

2013, 37(6):17-21.

- [7] 钱家圆,申屠胜男,阮健. 二维活塞航空燃油泵容积效率分析[J]. 航空学报,2020,41(4):271-283.
- [8] 吴小锋,刘春节,干为民,等. 面向外啮合齿轮泵困油问题的健壮性设计[J]. 航空动力学报,2015,30(11):2721-2729.
- [9] 李玉龙,袁影,吴柏强,刘雄. 泵用齿轮副根切重合度的公式创建[J]. 机床与液压,2017,45(1):84-88.
- [10] 叶素娣,徐敬华. 高压大流量齿轮泵混合参数增效设计[J]. 机械科学与技术,2016,35(2):165-170.
- [11] 李玉龙,孙付春,姚旗,等. 航天器用超低黏度齿轮泵轻量化设计[J]. 农业工程学报,2016,32(21):109-114.
- [12] 高永. 渐开线齿轮不发生根切最少齿数的研究[D]. 昆明:昆明理工大学,2013.
- [13] 陈勇,冯占荣,盛伟,等. 非正交弧线齿面齿轮齿面设计及根切研究[J]. 航空动力学报,2020,35(5):1081-1088.
- [14] 何存兴. 液压元件[M]. 北京:机械工业出版社,1985.
- [15] 李玉龙,臧勇,赵岩,等. 转子泵容积利用系数的通用计算模型[J]. 排灌机械工程学报,2021,39(2):116-121.
- 第一作者/通讯作者:吴维锋,男,1979年生,硕士,实验师,主要从事机械设计与制造、数控技术的研究。E-mail:wwf197902@163.com

(编辑 李 静)

(收稿日期:2021-08-23)

文章编号:20220218

如果您想发表对本文的看法,请将文章编号填入读者意见调查表中的相应位置。