

文章编号:2095-0411(2015)01-0021-05

渐开线谐波式齿轮泵排量计算^{*}

李佑武, 邹 旻, 祝海林, 宋培毅, 刘子尧

(常州大学 机械工程学院, 江苏 常州 213164)

摘要:谐波式齿轮泵综合了谐波传动与内啮合齿轮泵的优势, 吸压油口对称分布, 从根本上避免了传统齿轮泵因径向液压力不平衡而引起的轴承磨损严重, 工作压力受限制, 流量脉动大, 噪声高等问题。工作过程中, 其轮齿参与排油的部分并非整个齿高, 而是不计顶隙的有效齿高部分, 根据内啮合齿轮泵的工作原理, 假设工作过程中柔轮齿形不变, 通过对柔轮齿形横截面积的计算推导出了既适用于谐波式齿轮泵又适用于普通内啮合齿轮泵的排量计算公式, 可为谐波式齿轮泵的研究、开发提供参考。

关键词:谐波式齿轮泵; 内啮合齿轮泵; 排量

中图分类号: TH 325

文献标识码: A

doi:10.3969/j.issn.2095-0411.2015.01.004

Displacement Calculation of Involute Tooth Harmonic Gear Pump

LI You-wu, ZOU Min, ZHU Hai-lin, SONG Pei-yi, LIU Zi-yao

(School of Mechanical Engineering, Changzhou University, Changzhou 213164, China)

Abstract: Harmonic gear pump involves advantages of harmonic drive and the internal gear pump. Oil pressure and absorption cavities of harmonic gear pump are symmetrically distributed so it fundamentally avoids the problem such as bearing wearing, limited work pressure, heavy flow pulsation, high noise, etc. During the process of work, the part of the tooth participating in the discharge of oil is the depth of tooth part regardless of tip clearance, not the whole part of tooth. According to the principle of internal gear pump, given that the tooth shape of flexible gear is fixed, the new displacement formula is deduced via figuring up the tooth cross-sectional area, which is available to both harmonic gear pump and traditional internal gear pump. The formula can provide reference for designing and developing harmonic gear pump.

Key words: harmonic gear pump; internal gear pump; displacement

随着我国合成橡胶、合成塑料、合成纤维、涂料、油漆、日用化工等行业的发展, 高粘度液体的输送工艺操作日益增多, 齿轮泵作为输送高粘度液体的理想泵种之一, 具有结构简单、体积小、质量轻、自吸性好、对液体中的污物不敏感、成本低、维修方便等优点。但传统齿轮泵工作过程中, 吸油口处是负压、排油口处是高压, 两者间压力差引起的径向力, 通过齿轮作用在泵轴上, 使轴发生弯曲变形, 导致沿齿宽接

触不良而产生偏载, 使齿轮的啮合状态恶化, 还引起密封间隙的变化, 增大内部泄漏, 并使泵壳体内壁产生偏磨、刮伤现象, 并且随着输出压力的升级, 径向力将更大, 其结果是加剧轴承的磨损, 造成泵提前报废。

鉴于以上问题, 科研工作者认识到要提高齿轮泵寿命, 改善径向不平衡液压力带来的不良影响, 必需在齿轮泵的结构形式上有所创新。目前, 根据这

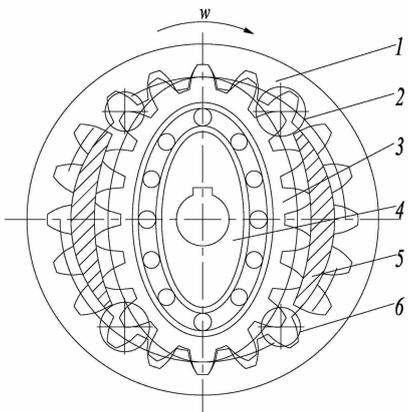
^{*} 收稿日期: 2014-04-14。

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51075046)。

作者简介: 李佑武(1987-), 男, 湖北监利人, 硕士生。通讯联系人: 邹旻(1963-), E-mail: zoumin93@126.com

一指导思想提出的新型结构的齿轮泵有:谐波式齿轮泵^[1]、行星齿轮泵^[2]、无啮合力齿轮泵^[3]。前 2 种新型齿轮泵中吸压油腔对称分布,使得径向不平衡液压力相抵消,从根本上解决了径向液压力不平衡的问题;后一种新型齿轮泵中增加了一对同步齿轮,其主要作用是将齿轮啮合力与不平衡液压力分离,这在一定程度上减小了作用在轴上的不平衡力,使得不平衡力带来的诸多不良影响得以缓和。但行星齿轮泵和无啮合力齿轮泵中齿轮对数增加,泵体结构变复杂,体积增大。谐波式齿轮泵的专利灵感源于谐波传动,它综合了谐波传动与内啮合齿轮泵的优势,吸压油口对称分布,从根本上解决了传统齿轮泵因径向液压力不平衡而引起的轴承磨损严重,工作压力受限制,流量脉动大,噪声高等问题。

谐波式齿轮泵结构原理如图 1 所示。在刚轮 1 和柔轮 3 之间安装有一对月牙板 5,月牙板把吸油腔 2(低压腔)和压油腔 6(高压腔)分开。波发生器 4 是固定的,当刚轮 1 顺时针转动时,柔轮 3 转动的方向与刚轮一致。随着入油口处轮齿脱开,使轮齿间密封的部分扩大产生真空,于是油液在大气压力的作用下经入油口进入吸油腔,充满轮齿间隙。脱开的齿间充满油液后,随着齿轮的旋转,油液被带入压油腔。压油腔的齿轮逐渐进入啮合,轮齿间的工作空间渐渐减小产生高压,齿间的油液随之通过出油孔被挤出,输送到液压系统。如此不断旋转,即可连续供油。



说明:1—刚轮;2—吸油腔;3—柔轮;4—波发生器;5—月牙板;6—压油腔。

图 1 谐波式齿轮泵原理简图

Fig. 1 Principle figure of harmonic gear pump

比较谐波式齿轮泵与谐波传动的原理图,可知二者之间有诸多异同。受限于泵的密封结构,谐波式齿轮泵中柔轮只能加工成齿圈,其刚柔轮之间属

平面啮合;而谐波传动中柔轮存在轴向变形,刚柔轮之间属空间啮合。谐波式齿轮泵在结构尺寸上要求刚柔轮之间有足够的空间容纳月牙板,这要求当谐波式齿轮泵与谐波传动中柔轮相同时,谐波式齿轮泵中柔轮变形量远大于谐波传动中柔轮变形量,在谐波式齿轮泵的工况下,柔轮寿命短。柔轮变形量取决于刚柔轮齿数差,因此与相同柔轮配合的刚轮,在泵中的齿数应大于在谐波传动中的齿数。可以知道相同柔轮条件下谐波式齿轮泵重合度小于谐波传动的重合度,但还是远大于普通齿轮泵的重合度,这保证了谐波齿轮泵的运转平稳性。

针对谐波式齿轮泵的研究必须从谐波传动与内啮合齿轮泵两方面着手,不可偏废。目前,针对谐波式齿轮泵的研究才刚刚起步,还处于理论阶段,现有文献资料中对谐波式齿轮泵排量的计算都是套用普通齿轮泵的排量公式。

1 齿轮泵排量分析

排量和流量计算是齿轮泵设计、制造和使用中的基本问题,现有参考资料中齿轮泵排量计算公式的推导原理不外乎能量守恒法^[4]与面积之和法^[5-8] 2 种。而内啮合齿轮泵的排量计算基本依照下面的公式^[4]:

$$q = \pi B [2R_1(h_1 + h_2) + h_1^2 - \frac{h_2 R_1}{R_2} - (1 - \frac{R_1}{R_2}) \frac{t_j^2}{12}] \quad (1)$$

式中: q —齿轮泵排量; B —齿宽; h_1 、 h_2 —有效齿顶高; t_j —基节; R_1 、 R_2 —节圆半径。

公式(1)是从功能关系的角度出发推导得出的。谐波式齿轮泵因其柔轮发生变形,轮齿回转半径按柔轮变形后中性线的渐屈线周期变化,要从功能关系入手推导其排量的计算公式是很困难的。

参考文献[4]在公式(1)的推导过程中存在明显不妥。认为一对啮合齿的排油起始点在啮合线上距节点为 1/2 基节处,排油终止点在啮合线上另一边距节点为 1/2 基节处。齿轮泵的工作原理是因齿轮高速旋转过程中轮齿不断的进入退出与之啮合的齿轮齿槽,导致密封容积发生变化而吸排油的。通过对齿轮啮合过程进行分析可以知道,排油起始点在轮齿进入啮合时的两齿轮齿顶圆交点处。而在小齿轮轮齿完全嵌入内齿圈齿廓即轮齿对称线与两齿轮连心线重合时排油终止,如图 2 所示。

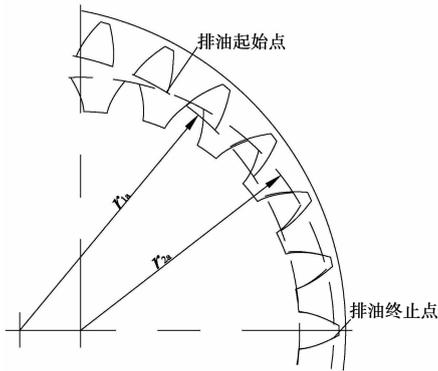


图2 排油起始点、终止点位置

Fig. 2 Starting and termination point position of oil transportation

通过比较可以知道,参考文献[1]在积分时,积分上限正向缩小,而积分下限则负向扩大了,因此积分结果与真实理论值难以比较,而且只有外啮合齿轮泵排量计算公式给出了修正系数,内啮合齿轮泵排量公式并未给出修正系数。再者,公式(1)推导过程中没有考虑能量损失,用其计算排量,物理意义不明确,因此不能简单按公式(1)的2倍来计算谐波式齿轮泵排量,有必要推导更为适合的排量计算公式。

齿轮泵排量定义为:泵每转一周由其密封容腔几何尺寸变化计算而得的排出液体的体积。由前述分析可以知道,齿轮泵的排量应为齿轮旋转一周(对内啮合齿轮泵而言是小齿轮旋转一周)过程中参与排油的所有轮齿体积之和。若不考虑泄漏,只要计算出每个齿轮轮齿的体积就可以确定齿轮泵的排量,这一计算方法既不用考虑困油又不用考虑能量损失,显然以轮齿体积之和计算排量的方法即适用于普通齿轮泵又适用于谐波式齿轮泵。

2 轮齿横截面面积计算

齿轮啮合时,为了避免一轮的齿顶端与另一轮的齿槽底相抵触,并能有一定的空隙贮存润滑油,故使一轮的齿顶圆与另一轮的齿根圆之间留有一定的空隙,此空隙沿半径方向测量,称为顶隙,用 \$c\$ 表示, \$c = c^* m\$, \$c^* = 0.25\$ 或 \$0.2^{[9]}\$。齿轮泵工作过程中,轮齿参与排油的部分并不是从齿根到齿顶的整个齿高部分,而是除去了齿根处顶隙的有效齿高那一部分。不计顶隙的齿根称为有效齿根。

渐开线外齿轮齿形面积计算示意图如图3所示,外齿轮中渐开线、有效齿根圆弧与向径所围面积 \$A_1\$:

$$A_1 = \int_{\alpha_{1e}}^{\alpha_{1a}} \left(\frac{1}{2} r_{1i}^2 - \frac{1}{2} r_{1e}^2 \right) d\theta_{1i} \quad (2)$$

式中: \$\alpha_{1a}\$—外齿轮齿顶圆压力角; \$\alpha_{1e}\$—外齿轮有效

齿根圆压力角, \$\alpha_{1e} = \arccos r_{1b}/r_{1e}\$; \$r_{1i}\$—外齿轮渐开线齿廓任意点向径; \$r_{1e}\$—外齿轮有效齿根圆半径, \$r_{1e} = r_1 - h_a^* m\$, \$m\$ 为模数; \$\theta_{1i}\$—外齿轮渐开线齿廓任意点展角。

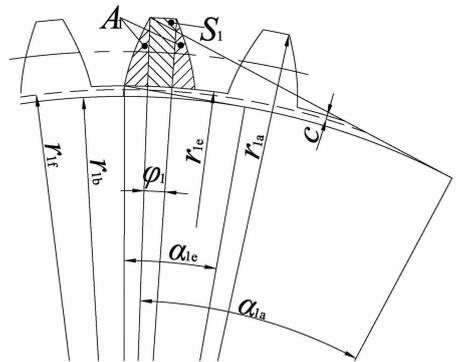


图3 渐开线外齿轮齿形面积计算示意图

Fig. 3 Section area calculation of external involute gear tooth

基圆内无渐开线,式(2)只适用于有效齿根圆在基圆外的情况,即 \$r_{1e} \geq r_{1b}\$ (对内齿轮而言是 \$r_{2a} \geq r_{2b}\$),由此可得 \$z \geq 2h_a^*/(1 - \cos\alpha)\$, \$z\$ 为齿轮齿数, \$h_a^*\$ 为齿顶高系数, \$\alpha\$ 为压力角。图3所示为标准渐开线齿形,变位齿轮齿形与标准齿轮齿形相比而言只是截取的渐开线段不同,因此公式(2)同样适用于变位齿轮齿形的渐开线、有效齿根圆弧与向径所围面积的计算,只要齿轮参数满足 \$z \geq 2h_a^*/(1 - \cos\alpha)\$ 即可。

由渐开线形成原理可知: \$r_{1i} = r_{1b}/\cos\alpha_{1i}\$, \$r_{1b}\$ 是基圆半径, \$\alpha_{1i}\$ 是渐开线上任意点的压力角,

$$\theta_{1i} = \text{inv}\alpha_{1i} = \tan\alpha_{1i} - \alpha_{1i}$$

代入式(2)积分后可得:

$$A_1 = \frac{r_{1b}^2}{6} (\tan^3 \alpha_{1a} - \tan^3 \alpha_{1e}) - \frac{r_{1e}^2}{2} (\text{inv}\alpha_{1a} - \text{inv}\alpha_{1e}) \quad (3)$$

渐开线内齿轮齿形面积计算示意图如图4所示,内齿轮中渐开线、齿顶圆弧与向径所围面积:

$$A_2 = \int_{\alpha_{2a}}^{\alpha_{2e}} \left(\frac{1}{2} r_{2i}^2 - \frac{1}{2} r_{2a}^2 \right) d\theta_{2i} = \frac{r_{2b}^2}{6} (\tan^3 \alpha_{2e} - \tan^3 \alpha_{2a}) - \frac{r_{2a}^2}{2} (\text{inv}\alpha_{2e} - \text{inv}\alpha_{2a}) \quad (4)$$

式中: \$\alpha_{2e}\$—内齿轮有效齿根圆压力角, \$\alpha_{2e} = \arccos(r_{2b}/r_{2e})\$; \$r_{2e}\$—内齿轮有效齿根圆半径, \$r_{2e} = r_2 + h_a^* m\$; \$\alpha_{2a}\$—内齿轮齿顶圆压力角; \$r_{2i}\$—内齿轮渐开线齿廓任意点向径; \$\theta_{2i}\$—内齿轮渐开线齿廓任意点展角。

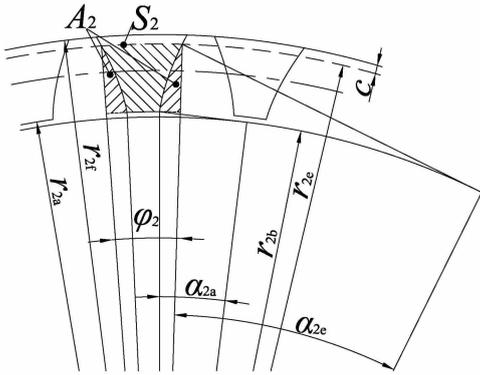


图 4 渐开线内齿轮齿形面积计算示意图

Fig. 4 Section area calculation of internal involute gear tooth

如图 3 所示,外齿轮齿顶圆弧与有效齿根圆弧所对扇形面积之差 S_1 为:

$$S_1 = \frac{1}{2} r_{1a}^2 \varphi_1 - \frac{1}{2} r_{1e}^2 \varphi_1 \quad (5)$$

式中: φ_1 —外齿轮齿顶圆弧所对圆心角, $\varphi_1 = \frac{s_1}{r_1} - 2(\text{inv}\alpha_{1a} - \text{inv}\alpha_1)$ 。 $s_1 = (\pi/2 + 2x_1 \tan\alpha_1)m$ 为外齿轮分度圆齿宽, r_1 为外齿轮分度圆半径。 φ_1 代入公式(5),可得外齿轮齿顶圆弧与有效齿根圆弧所对扇形面积之差为:

$$S_1 = (r_{1a}^2 - r_{1e}^2) \left[(\text{inv}\alpha_1 - \text{inv}\alpha_{1a}) + \frac{\pi}{2z_1} + \frac{2x_1 \tan\alpha_1}{z_1} \right]$$

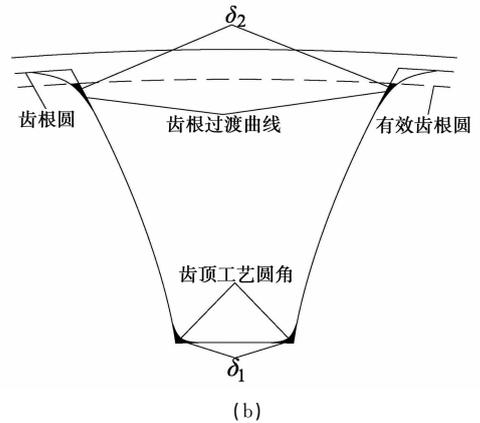
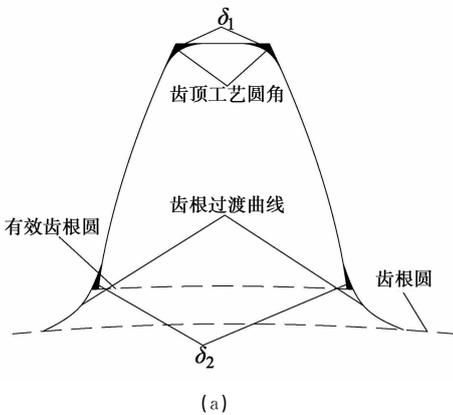


图 5 实际齿形误差面积示意图

Fig. 5 Area error of real tooth

3 谐波式齿轮泵的排量

在对谐波传动进行分析时都有如下一条假设:柔轮在工作过程中,柔轮轮齿形状不变,只有中部发生变形^[10],因此轮齿体积在柔轮变形前后不发生变化,柔轮轮齿横截面积可按前面推导的面积公式计算。因为谐波式齿轮泵有 2 个排油孔和 2 个进油孔,齿轮旋转一转,轮齿参与 2 次排油,因此,排量应为:

$$(6)$$

式中: z_1 —外齿轮齿数; α_1 —外齿轮压力角。

如图 4 所示,内齿轮有效齿根圆弧与齿顶圆弧所对扇形面积之差为:

$$S_2 = (r_{2e}^2 - r_{2a}^2) \left[(\text{inv}\alpha_{2e} - \text{inv}\alpha_2) + \frac{\pi}{2z_2} + \frac{2x_2 \tan\alpha_2}{z_2} \right] \quad (7)$$

式中: z_2 —内齿轮齿数; α_2 —内齿轮压力角。

则外齿轮轮齿横截面面积: $S'_1 = S_1 + 2A_1$; 内齿轮轮齿横截面面积: $S'_2 = S_2 - 2A_2$ 。

以上计算过程均没有考虑渐开线与齿顶圆工艺圆角、渐开线与齿根圆弧的过渡曲线问题,而实际生产中工艺圆角和过渡曲线是必然存在的。齿轮中渐开线与齿顶圆工艺圆角的存在相当于在 A_1 、 A_2 中减去了面积 δ_1 ,如图 5 所示。渐开线与齿根圆弧的过渡曲线的存在则相当于在 A_1 、 A_2 中加上了面积 δ_2 ,又因为计算 A_1 、 A_2 时是从有效齿根圆处开始的,其与齿根圆之间存在 $0.25m$ 的顶隙,这样未计入 A_1 、 A_2 的面积 δ_2 是由有效齿根圆、渐开线和过渡曲线所围图形的面积,如图 5 所示。 δ_1 和 δ_2 都是极小的,而且一加一减使得部分误差相抵消,因此可不予考虑。

$$q_1 = 2z_1 B(S'_1 + S'_2) =$$

$$2z_1 B \left\{ (r_{1a}^2 - r_{1e}^2) \left[(\text{inv}\alpha_1 - \text{inv}\alpha_{1a}) + \frac{\pi}{2z_1} + \frac{2x_1 \tan\alpha_1}{z_1} \right] + \right.$$

$$\left. \frac{r_{1b}^2}{3} (\tan^3\alpha_{1a} - \tan^3\alpha_{1e}) - r_{1e}^2 (\text{inv}\alpha_{1a} - \text{inv}\alpha_{1e}) \right\} +$$

$$2z_1 B \left\{ (r_{2e}^2 - r_{2a}^2) \left[(\text{inv}\alpha_{2e} - \text{inv}\alpha_2) + \frac{\pi}{2z_2} + \frac{2x_2 \tan\alpha_2}{z_2} \right] + \right.$$

$$\left. \frac{r_{2b}^2}{3} (\tan^3\alpha_{2e} - \tan^3\alpha_{2a}) - r_{2a}^2 (\text{inv}\alpha_{2e} - \text{inv}\alpha_{2a}) \right\} \quad (8)$$

参考文献[11]指出谐波齿轮传动中柔轮最大变形

量 W_0 与 $(49.5 - 135/z)^3$ (z 为柔轮齿数) 成正比, 为了提高柔轮的工作寿命, 必须减小柔轮的变形量, 即在设计谐波齿轮传动时, 柔轮的齿数应当大于 200。谐波齿轮传动中, 为防止啮合干涉, 均采用短齿^[9], 这一数值远大于由 $z \geq 2h_a^*/(1 - \cos\alpha)$ 计算所得齿数, 因此在计算谐波式齿轮泵排量时可忽略这一条件。

普通内齿轮泵中内齿轮齿数比外齿轮齿数多, 若外齿轮参数满足 $z \geq 2h_a^*/(1 - \cos\alpha)$, 显然内齿轮参数也满足该条件, 因普通内齿轮泵中只有一对进出油口, 则其排量应按公式(8)的一半计算。内啮合齿轮泵中外齿轮齿数参数若不满足 $z \geq 2h_a^*/(1 - \cos\alpha)$, 则齿轮有效齿根处有一部分齿廓不是渐开线, 而是过渡曲线, 按公式(8)计算其排量时还需根据过渡曲线圆弧对轮齿截面面积做出修正。

若普通外齿轮泵齿轮参数满足:

$$z \geq 2h_a^*/(1 - \cos\alpha)$$

可得其排量公式为:

$$q_2 = 2z_1 BS'_1 =$$

$$2z_1 B \left\{ (r_{1a}^2 - r_{1e}^2) [\text{inv}\alpha_1 - \text{inv}\alpha_{1a}] + \frac{\pi}{2z_1} + \frac{2x_1 \tan\alpha_1}{z_1} \right\} + \frac{r_{1b}^2}{3} (\tan^3\alpha_{1a} - \tan^3\alpha_{1e}) - r_{1e}^2 (\text{inv}\alpha_{1a} - \text{inv}\alpha_{1e}) \quad (9)$$

公式(8)、(9)中, B 为齿宽。

4 结 论

简述了谐波式齿轮泵的优点、工作原理及其与谐波传动的异同。根据齿轮泵工作原理, 分析得出以公

式(1)计算谐波齿轮泵排量存在不妥, 给出了以轮齿体积之和计算普通渐开线齿轮泵和渐开线谐波式齿轮泵排量的正确方案。分析推导出渐开线齿形横截面积、内啮合齿轮泵排量和谐波式齿轮泵排量计算公式, 可供理论分析和生产实践参考。

参考文献:

- [1] 祝海林, 邹 旻, 王铖龙. 谐波式齿轮泵: 中国, CN103291612A[P]. 2013-09-11.
- [2] 李岳. 行星齿轮泵: 中国, CN2567369[P]. 2003-08-20.
- [3] 栾振辉, 孙丽华. 无啮合力齿轮泵[J]. 煤矿机械, 2002(1): 40-44.
- [4] 何存兴. 液压元件[M]. 北京: 机械工业出版社, 1982: 146.
- [5] 柳舟通, 徐庆华, 华文林. 从齿轮泵的工作原理分析其排量计算[J]. 液压与气动, 2001(9): 22-24.
- [6] 李宏伟, 张方晓. 内啮合齿轮泵的排量分析[J]. 液压与气动, 2007(2): 67-69.
- [7] 钱志达, 祝海林, 蒋宇. 内啮合齿轮泵的排量计算[J]. 常州大学学报(自然科学版), 2013, 25(1): 43-45.
- [8] 戴克江, 陈鹰. AutoCAD 环境下的齿轮泵理论流量计算与验证[J]. 农业机械学报, 2003, 34(5): 76-79.
- [9] 郁明山. 齿轮手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004: 3, 9.
- [10] 沈允文, 叶庆泰. 谐波齿轮传动的理论和设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1985: 55.
- [11] 祝海林, 蒋宇, 王铖龙. 谐波齿轮传动柔轮的变形分析[J]. 制造技术与机床, 2013(3): 150-154.

(责任编辑: 李艳)