

内环流活塞泵转子型线及运动仿真

周佳¹ 邓鸿英¹ 张华军² 张生昌¹ 郑水华¹ 李海山³

(1. 浙江工业大学机械工程学院, 杭州 310014; 2. 杭州特种设备检测院, 杭州 310000;
3. 石家庄强大泵业集团有限公司, 石家庄 050035)

【摘要】 以内环流活塞泵齿形型线为研究对象,对其啮合特性进行了研究。根据内环流活塞泵转子运动规律,基于内转子齿形型线为圆弧,建立动坐标系。假定外转子不动,内转子作相对运动,在国内首次推导出外转子齿形型线的计算式。通过实例计算及运动仿真分析,验证了齿形型线方程及计算公式的正确性。

关键词: 内环流活塞泵 转子型线 设计 仿真

中图分类号: TH321 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)05-0072-04

Research and Motion Simulation Analysis of the Rotor Profile on the Inside Circulation Piston Pump

Zhou Jia¹ Deng Hongying¹ Zhang Huajun² Zhang Shengchang¹ Zheng Shuihua¹ Li Haishan³

(1. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China
2. Hangzhou Special Equipment Inspection Institute, Hangzhou 310000, China
3. Shijiazhuang Kingda Pump Industry Group Co., Ltd., Shijiazhuang 050035, China)

Abstract

The tooth profile lines of the inside circulation piston pump were studied, and their meshing characteristics were analyzed. According to the motion law of the inside circulation piston pump rotor, and based on the tooth profile lines of the inside rotor as the circular arc, the moving coordinate system was established. Assumed that the outside rotor was fixed and the inside rotor made the relative movement, the calculation formula of the outside rotor profile was deduced for the first time. At last, using an actual design example and motion simulation analysis, the validity of the tooth profile line equation and calculation formula was verified.

Key words Inside circulation piston pump, Rotor profile, Design, Simulation

引言

内环流活塞泵是一种性能优良的双转子泵,该泵内转子采用三叶结构,外转子为五齿结构,内、外转子啮合过程中,不传递扭矩^[1],因此接触面的接触应力极小,基本无磨损。

转子是该泵十分重要的液力输送元件,转子型线设计的优劣,将直接影响转子是否互相咬死、形成闭死容积、发生汽蚀、产生振动噪声^[2]。该泵具有内外两个转子,内转子型线通常选定为圆弧曲线,相

对简单,而作为主动转子的外转子型线比较复杂,由于国外公司的技术保护,公开发表的相关研究资料非常少^[3]。尽管美国泵手册早就有相关产品结构、性能及应用方面的介绍,但缺乏相关转子齿形型线设计理论方面的阐述,目前尚无转子齿形型线相关计算方法与计算公式^[4]。国内设计人员为开发该泵,不得不采用作图法绘制外转子齿形型线,即将内外转子置于确定的中心距上,模拟其工作运动状况,在外转子齿形上人工绘制一条包络线,即外转子齿形型线^[5]。该方法误差大、精度低,无法解决该泵

转子齿形型线设计难题,严重制约了该产品的开发进程,以致国内至今尚无相关产品问世。因此,根据内环流活塞泵内外转子运动规律,研究并推导出转子齿形型线设计计算式。

1 转子型线设计计算

内环流活塞泵结构简图如图 1 所示。

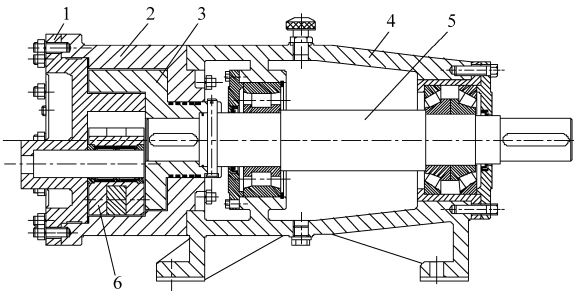


图 1 内环流活塞泵结构简图

Fig. 1 Structure of the inside circulation piston pump

1. 泵盖 2. 泵体 3. 外转子 4. 托架 5. 泵轴 6. 内转子

1.1 转子主要几何尺寸的确定

内外转子形状如图 2 所示。依据泵的流量、出口压力、转速,经优化设计计算可确定外转子内外圆半径 R_1 、 R_2 ,节圆半径 R_3 ,内转子节圆半径 r ,内转子齿形型线半径 r_1 ,内外转子中心距 a 的尺寸。

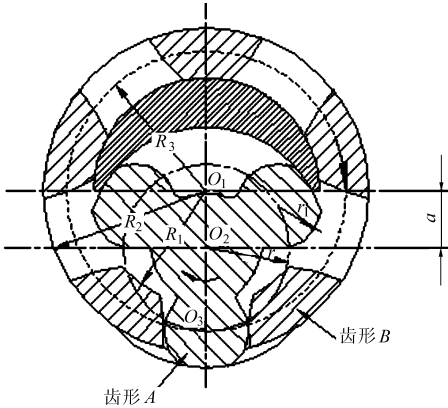


图 2 内外转子形状示意图

Fig. 2 Shape diagram of the inside and outside rotors

1.2 内外转子齿形型线的确定

由于内转子与外转子齿形都各自对称相同,下面以内转子齿形 A 和外转子齿形 B 进行分析。

如图 2 所示,内转子齿形 A 型线容易确定,即以 O_3 为圆心,以 r_1 为半径的一段圆弧。

外转子齿形型线比较复杂,如图 3 所示,外转子与内转子啮合时,外转子齿形与内转子齿形始终处于相切状态,即外转子齿形型线为一包络线。

1.3 外转子齿形型线计算式推导

如图 3 所示,内外转子在运动过程中,内转子齿形 A 上的接触点的曲率半径始终为齿形型线半径 r_1 ,并且始终指向圆心。

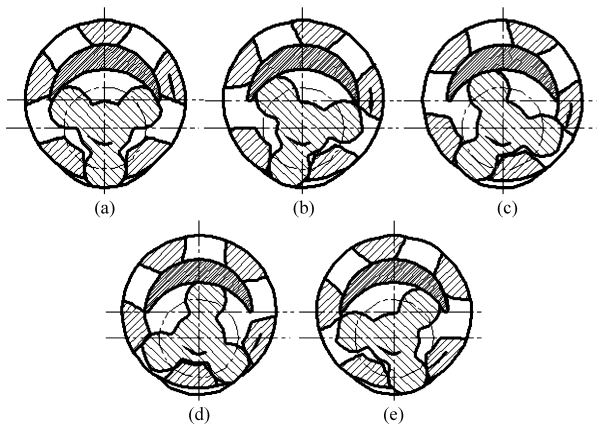


图 3 转子运动位置

Fig. 3 Motion position of the rotors

如图 4 所示,假设过内转子齿形 A 与外转子齿形 B 的接触点有一圆 C,并且圆 C 与内转子齿形 A 相切于接触点,如果圆 C 的圆心与内转子齿形 A 的圆心 O_3 在相同轨迹上运动,则可以得到圆 C 与内转子齿形 A 始终相切,且圆 C 与内转子齿形 A 的接触点所形成的轨迹是一条包络线,即外转子齿形 B 的型线。而接触点在圆 C 的圆心与内转子齿形 A 的圆心 O_3 的连线上,并在该线段的固定位置。因此圆 C 与内转子齿形 A 的接触点所形成的轨迹,即外转子齿形 B 的型线,且必然与圆 C 的圆心和内转子齿形 A 的圆心 O_3 的运动轨迹上的某一段相同。

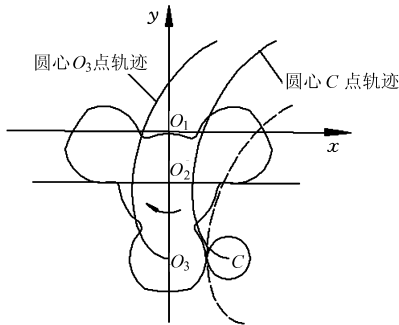


图 4 推导示意图

Fig. 4 Schematic of derivate process

1.3.1 内转子齿形 A 圆心 O_3 的运动轨迹

假设内转子角速度为 ω ,则外转子角速度为 $3\omega/5$ 。为了便于计算,建立如图 5 所示的动坐标系,假定外转子不动,内转子作相对运动,内外转子在图 5 位置时, $t=0$ 。

当内转子经过时间 t 时,其位置如图 6 所示,此时,内转子齿形 A 的圆心 O_3 在该坐标系下的坐标值为

$$\begin{cases} x_{O_3} = a\sin(3\omega t/5) - r\sin(\omega t) \\ y_{O_3} = -a\cos(3\omega t/5) - r\cos(\omega t) \end{cases} \quad (1)$$

式中 t ——旋转经过的时间,s

式(1)即为内转子齿形 A 的圆心 O_3 的轨迹方程。

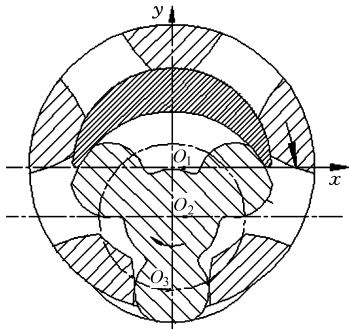


图 5 内外转子坐标位置
Fig. 5 Coordinate position of the inside and outside rotors

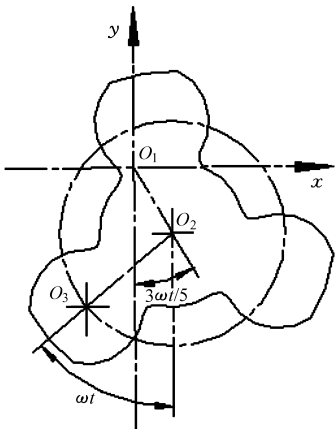


图 6 圆心 O₃ 坐标位置
Fig. 6 Coordinate position of circle O₃

1.3.2 外转子型线计算式

当 $0 \leq t \leq \pi/\omega$ 时,由式(1)可得,内转子齿形 A 的圆心 O_3 的轨迹如图 7 所示。由图 7 可知:此刻,内转子齿形 A 上的接触点为点 a_1 (内转子齿形 A 上的 x 值最大点),内转子齿形 A 圆心 O_3 的轨迹上相对应点为 b 点(轨迹上 x 绝对值最大点)。

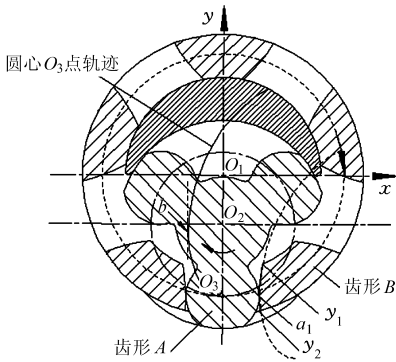


图 7 外转子型线
Fig. 7 Profile line of the outside rotor

由图 7 可得

$$\begin{cases} x_a = r_1 \\ y_a = -a - r \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} x_b = a \sin(3\omega t_b/5) - r \sin(\omega t_b) \\ y_b = -a \cos(3\omega t_b/5) - r \cos(\omega t_b) \end{cases} \quad (3)$$

式中 t_b 为内转子圆心 O_3 旋转经过 b 点的时刻,根据求导式(1)的极值的方法,对 $\frac{dx}{dy} = 0$,可得

$$\frac{3}{5} a \cos(3\omega t_b/5) = r \cos(\omega t_b) \quad (4)$$

算出 ωt_b ,从而得出 x_b, y_b 的值。

则由式(1)~(3),可得外转子齿形 B 型线计算式为

$$\begin{cases} x = a \sin(3\omega t/5) - r \sin(\omega t) + x_a - x_b \\ y = -a \cos(3\omega t/5) - r \cos(\omega t) + y_a - y_b \end{cases} \quad (5)$$

且 $y_2 \leq y \leq y_1$,图 7 中 y_1 和 y_2 是外转子齿形 B 型线与外转子齿形内外圆的交点的纵坐标值。

2 实例计算

以流量为 $36 \text{ m}^3/\text{h}$,出口压力为 2.5 MPa 的内环流活塞转子泵为例,结合此泵的内、外转子的几何尺寸及参数,如表 1 所示,得到内、外转子的齿形型线方程。

表 1 内、外转子的参数及几何尺寸

Tab. 1 Parameters and geometric dimensions of the inside and outside rotors		mm
参数	数值	
内外转子中心距 a	40	
外转子内圆半径 R_1	80	
外转子外圆半径 R_2	115	
外转子节圆半径 R_3	99	
内转子节圆半径 r	59	
内转子齿形圆弧半径 r_1	30	

代入该泵的设计参数,利用 Matlab 软件计算,即可以算出式(4)中的 ωt_b ,得到

$$\omega t_b = 5 \arccos \left(\frac{1}{236} \times (37\,642 + 118 \times \sqrt{15\,149})^{\frac{1}{2}} \right) \approx 1.272\,5$$

由于 a, r 已知,将 ωt_b 的值代入式(3)中,即可得到 $x_b = -29, y_b = -46$ 。

求得的内转子的齿形 A 型线方程为

$$x_1^2 + (y_1 + 99)^2 = 30^2 \quad (6)$$

外转子的齿形 B 型线方程为

$$\begin{cases} x_2 = 40 \sin(3\omega t/5) - 59 \sin(\omega t) + 59 \\ y_2 = -40 \cos(3\omega t/5) - 59 \cos(\omega t) - 53 \end{cases} \quad (7)$$

通过绘图软件分别绘出内、外转子的齿形图。所得内、外两齿啮合图的二维及三维装配图如图 8 所示。

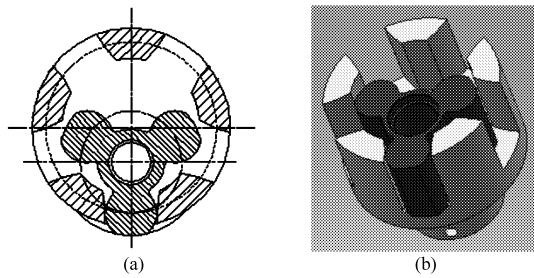


图 8 内外转子啮合图

Fig. 8 Meshing between the inside and outside rotors

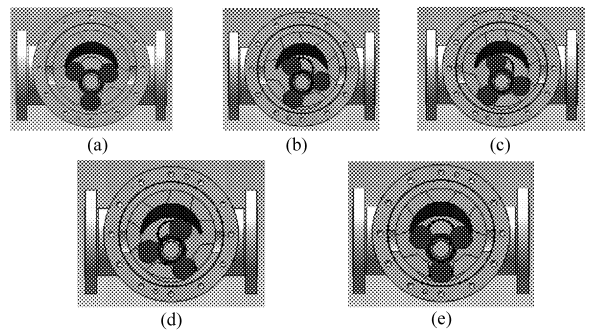


图 9 内外转子模拟仿真图

Fig. 9 Simulation of the inside and outside rotors

3 运动仿真

如图 5 所示,当内转子绕着 O_2 旋转角度 ωt 时,则外转子绕着 O_1 旋转了角度 $3\omega t/5$ 。运用三维软件 Solidworks,对此泵的装配图进行运动模拟仿真,由于装配图的运动为一连续动画,因此选取 ωt 分别为 $0, \frac{\pi}{6}, \frac{\pi}{3}, \frac{\pi}{2}, \frac{2\pi}{3}$ 五个角度分析,其结果如图 9 所示。

从以上三维模拟过程中,可看出外转子在主轴带动下转动,同时,带动内转子作同向运动,内外转子齿形正常啮合,无干涉现象,泵的运行状况良好。

4 结论

(1) 推导出外转子齿形型线计算式,打下了内

环流活塞泵齿形型线设计计算理论基础,运用该计算式可以精确计算外转子齿形型线。

(2) 内环流活塞泵外转子齿形非啮合部分型线应考虑加工误差的影响,避免旋转过程中,因制造、装配等误差引起与内转子齿形的干涉,并对消除泵的汽蚀、减小振动有积极作用。

(3) 通过实例计算,给出了内环流活塞泵转子型线的设计步骤与方法。

(4) 经运动仿真,啮合运动无干涉,验证了外转子齿形型线方程的正确性。

参 考 文 献

- Igor Karassik, Joseph Messina, Paul Cooper, et al. Pump handbook[M]. New York: McGraw-Hill Professional, 1983.
- 张华军,牟介刚,张生昌. 外环流活塞泵转子型线的优化设计计算[J]. 流体机械, 2005, 33(1): 31~34.
Zhang Huajun, Mou Jiegang, Zhang Shengchang. Optimal design calculation of the rotor profile on the outside circulation piston pump[J]. Fluid Machinery, 2005, 33(1): 31~34. (in Chinese)
- 赵菊娣. 新型内啮合齿轮油泵的特性研究及优化设计[D]. 上海: 华东理工大学, 2000.
Zhao Judi. Research and optimization design of the profile of gear tooth for internal gear pump[D]. Shanghai: East-China University of Science and Technology, 2000. (in Chinese)
- 丛小青,刘梦仙,乌骏. 直线-共轭内啮合齿轮泵的设计方法[J]. 排灌机械, 2008, 26(1): 34~36.
Cong Xiaoqing, Liu Mengxian, Wu Jun. Design method of straight-conjugate internal gear pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2008, 26(1): 34~36. (in Chinese)
- 张生昌,叶晓琰,姚海东. 外环流活塞泵转子型线的设计计算[J]. 流体机械, 2003, 31(3): 16~17.
Zhang Shengchang, Ye Xiaoyan, Yao Haidong. Design calculation of the rotor profile on the outside circulation piston pump[J]. Fluid Machinery, 2003, 31(3): 16~17. (in Chinese)
- 崔建昆,秦山,闻斌. 直线共轭内啮合齿轮副啮合特性分析[J]. 机械传动, 2004, 28(6): 12~15.
Cui Jiankun, Qin Shan, Wen Bin. Analysis of meshing characteristics for the straight conjugate internal gear pair[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2004, 28(6): 12~15. (in Chinese)
- Borges J E. A proposed inverse method for the design of mixed-flow pumps[J]. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 1993, 17(12): 1 097~1 114.
- Steve M, Feld K. Lobe pumps for olive oil production[J]. Landwards, 2002, 57(4): 8~10.
- Brennan J R. Sizing rotary pump drives[J]. World Pumps, 1996(2): 48~51.
- [日]市川常雄. 液压技术基本理论[M]. 鸡西煤矿机械厂,译. 北京:煤炭工业出版社, 1976.