

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.12.013

傅里叶非圆齿轮驱动四叶片差速泵设计与特性分析*

徐高欢^{1,2} 陈建能^{1,3} 张国凤^{1,3}

(1. 浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018; 2. 浙江水利水电学院机械与汽车工程学院, 杭州 310018;

3. 浙江省种植装备技术重点实验室, 杭州 310018)

摘要: 提出了一种傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵,并在叶片上安装与转动方向相同的单向阀。建立了傅里叶非圆齿轮传动模型和差速泵瞬时流量模型,采用 Matlab 编写了分析设计软件。利用该软件分析了相同泵结构参数下的 3 组典型节曲线参数对节曲线形状、差速泵瞬时流量、排量、单双泵和单向阀对脉动率的影响,并与偏心圆-非圆齿轮驱动的四叶片差速泵比较,得到双泵并联的傅里叶非圆齿轮驱动差速泵相比偏心圆-非圆齿轮驱动差速泵在排量相当的情况下能使脉动率降低 10.3%,在叶片上安装与转动方向相同的单向阀有效地解决了困液问题。

关键词: 傅里叶非圆齿轮 差速泵 设计 瞬时流量 困液

中图分类号: TH32; TH132.424 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)12-0080-08

引言

四叶片差速泵主要通过叶片的差速转动实现密闭容积的周期性变化进而完成吸液和排液过程。按照叶片驱动方式不同,学者们已经提出了转动导杆-齿轮式差速泵^[1]、万向节齿轮机构驱动差速泵^[2]、变形偏心圆-非圆齿轮驱动差速泵^[3] 3 种四叶片差速泵。导杆-齿轮式差速泵的冲击噪声随着转速提高冲击频率增大^[1]。万向节齿轮机构驱动差速泵的输入轴与输出轴的夹角是影响泵性能的关键参数之一,该夹角越大泵的排量也越大;但是,随着该夹角的增大泵的流量脉动加剧、万向节的传动效率随之降低^[2]。变形偏心圆-非圆齿轮驱动差速泵交变载荷、噪声和振动小,结构紧凑简单,运行可靠平稳^[3]。因此偏心圆-非圆齿轮驱动是差速泵较为理想的驱动方式,可以替代大型植保机械常用的柱塞泵、隔膜泵,满足大型植保机械用泵的大排量、高压、脉动小的要求^[4-19]。但是偏心圆-非圆齿轮节曲线优化参数主要是偏心率和阶数,可调参数少,不利于进一步优化,并且目前叶片差速泵还没有很好解决困液问题,给泵的运行带来冲击。

本文提出傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵,并在叶片上安装与转动方向相同的单向阀,进行建模和分析。

1 四叶片差速泵的提出

傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵主要由 2 对傅里叶非圆齿轮和差速叶片组成,如图 1 所示。工作时电动机通过联轴器和输入轴将动力传给第一傅里叶非圆齿轮和第二傅里叶非圆齿轮。第一傅里叶非圆齿轮与第一共轭非圆齿轮啮合,第二傅里叶非圆齿轮与第二共轭非圆齿轮啮合,第一共轭非圆齿轮通过输出轴将动力传给第一叶轮(每个叶轮上对称布置 2 个叶片),第二共轭非圆齿轮通过轴套将动力传给第二叶轮,轴套活套在输出轴上。2 对傅里叶非圆齿轮副的安装相位差 90°,由于非圆齿轮的周期性非匀速传动,第一叶轮与第二叶轮做差速转动,从而使 A、B、C 和 D 4 个密闭腔容积发生周期性变化,实现吸液和排液。

四叶片差速泵的一个工作周期为:

(1) 设傅里叶非圆齿轮副的初始安装相位和旋转方向如图 2a 所示,此时叶片的位置如图 2b 所示。输入轴转角大约在 -44°~44°之间,第一叶轮加速转动,第二叶轮减速转动,逆时针差速转动使得 A、C 容积变大,通过第一、二吸液口吸入液体。此时 B、D 封闭腔容积变小,通过第一、二排液口排出液体。

(2) 从初始位置输入轴转过大约 46°后,傅里叶非圆齿轮副的相位如图 2c 所示,此时叶片的位置

收稿日期: 2014-08-13 修回日期: 2014-09-10

* 国家自然科学基金资助项目(51305403, 51275481)和浙江理工大学 521 人才培养计划资助项目

作者简介: 徐高欢, 博士生, 浙江水利水电学院讲师, 主要从事现代农业装备研究, E-mail: xugaohuan@sina.com

通讯作者: 陈建能, 教授, 博士生导师, 主要从事现代农业装备与技术研究, E-mail: jiannengchen@zstu.edu.cn

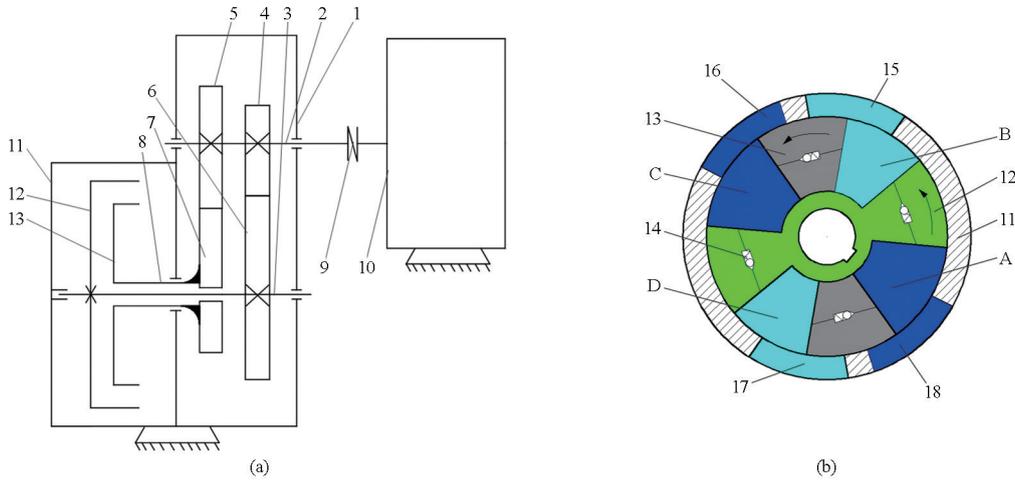


图 1 傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵

Fig. 1 Differential velocity vane pump driven by Fourier noncircular gear

(a) 机构简图 (b) 四叶片示意图

1. 齿轮箱 2. 输入轴 3. 输出轴 4. 第一傅里叶非圆齿轮 5. 第二傅里叶非圆齿轮 6. 第一共轭非圆齿轮 7. 第二共轭非圆齿轮 8. 轴套 9. 联轴器 10. 电动机 11. 泵体 12. 第一叶轮 13. 第二叶轮 14. 单向阀 15. 第一排液口 16. 第一吸液口 17. 第二排液口 18. 第二吸液口

如图 2d 所示, 4 个密闭腔在排液口和吸液口中间时, 第一、二叶轮在密闭中间点等速转动, 在前后大约 2° 区域仍有逆时针差速转动, 因此此时 A、B、C、D 封闭腔仍然发生容积的变化, 从而形成困液, 这将使封闭腔压力超过限定值, 本文采用在叶片上安装与转动方向相同的单向泄压阀将邻近封闭腔打通泄压, 解决传统差速泵困液问题, 减少腔内流体冲击。

(3) 从初始位置输入轴转过大约 87° 后, 傅里叶非圆齿轮副的相位如图 2e 所示, 此时叶片的位置

如图 2f 所示。转角在 $48^\circ \sim 136^\circ$ 之间, 第一叶轮减速转动、第二叶轮加速转动, 逆时针差速转动使得 A、C 容积变小, 通过第一、二排液口排出液体。此时 B、D 封闭腔容积变大, 通过第一、二吸液口吸入液体。

上述 3 个过程运行 180° 每个封闭腔完成了 1 次吸液和 1 次排液, 并出现 2 次困液, 接下来又重复上述的 3 个过程。四叶片差速泵转动 360° 每个封闭腔完成 2 次吸液和 2 次排液过程, 且 2 个吸液口对

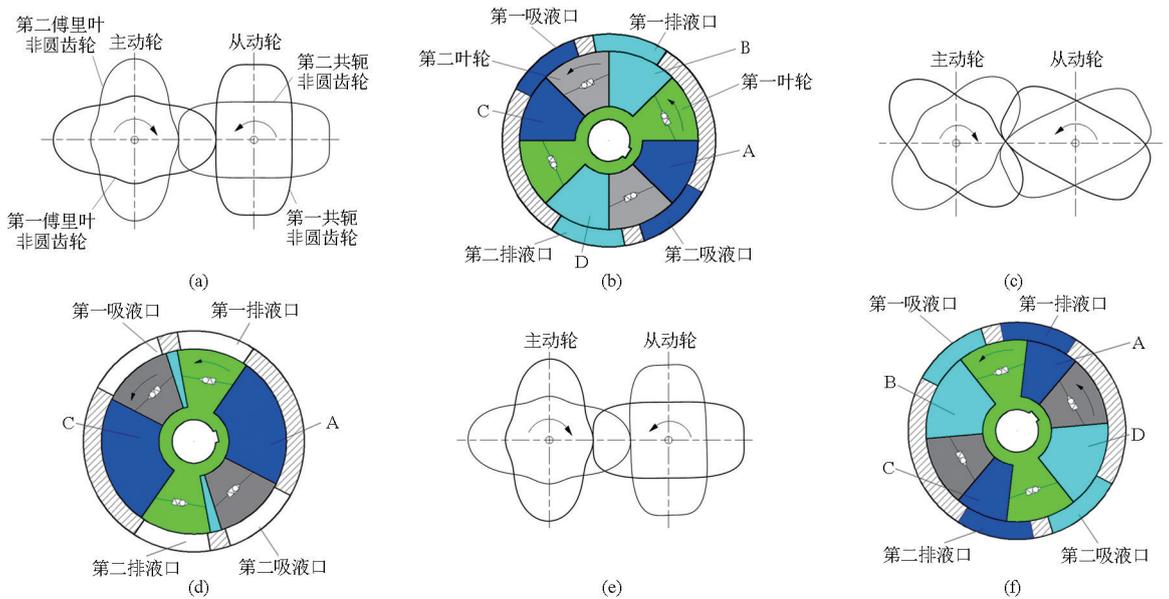


图 2 四叶片差速泵工作过程分析

Fig. 2 Working process analysis of differential velocity vane pump with four blades

- (a) 傅里叶非圆齿轮副初始位置 (0°) (b) 初始位置时的叶片、液腔位置 (A、C 腔吸液) (c) 傅里叶非圆齿轮副从初始位置转过 46° (d) 困液时的叶片、液腔位置 (e) 傅里叶非圆齿轮副从初始位置转过 87° (f) 87° 时的叶片、液腔位置 (A、C 腔排液)

称,2个排液口也对称,径向平衡性好。

2 傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵分析模型的建立

2.1 傅里叶非圆齿轮节曲线方程

2对傅里叶非圆齿轮副的参数相同,只是初始安装相位不同,中心距一样,由于四叶片差速泵每个密闭腔在1个 2π 周期内有2个一样的小周期,为此非圆齿轮的阶数都为2,实现2次重复周期性变速转动,从而每个密闭腔完成2次吸液和2次排液。本文只取傅里叶曲线函数的前5项,故第一、第二傅里叶非圆齿轮的节曲线数学模型^[20]表示为

$$r_1(\varphi_1) = a_0 + a_1 \cos(2\varphi_1) + b_1 \sin(2\varphi_1) + a_2 \cos(4\varphi_1) + b_2 \sin(4\varphi_1) \quad (1)$$

$$r_3(\varphi_3) = a_0 + a_1 \cos\left(2\left(\varphi_3 + \frac{\pi}{2}\right)\right) + b_1 \sin\left(2\left(\varphi_3 + \frac{\pi}{2}\right)\right) + a_2 \cos\left(4\left(\varphi_3 + \frac{\pi}{2}\right)\right) + b_2 \sin\left(4\left(\varphi_3 + \frac{\pi}{2}\right)\right) \quad (2)$$

式中 a_0 ——傅里叶节曲线参数1
 a_1 ——傅里叶节曲线参数2
 a_2 ——傅里叶节曲线参数3
 b_1 ——傅里叶节曲线参数4
 b_2 ——傅里叶节曲线参数5
 φ_1 ——第一傅里叶非圆齿轮转角,rad
 φ_3 ——第二傅里叶非圆齿轮转角,rad
 式(1)、(2)的参数对应关系如图3所示。

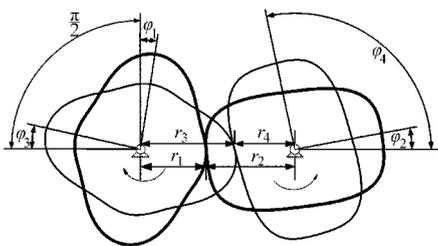


图3 2对傅里叶非圆齿轮啮合图

Fig. 3 Two engagements of Fourier noncircular gear pairs

2.2 傅里叶非圆齿轮中心距计算模型

由于2对傅里叶非圆齿轮都是一样的,只是初

$$i_{43} = \frac{a - \left[a_0 + a_1 \cos\left(2\left(\varphi_3 + \frac{\pi}{2}\right)\right) + b_1 \sin\left(2\left(\varphi_3 + \frac{\pi}{2}\right)\right) + a_2 \cos\left(4\left(\varphi_3 + \frac{\pi}{2}\right)\right) + b_2 \sin\left(4\left(\varphi_3 + \frac{\pi}{2}\right)\right) \right]}{a_0 + a_1 \cos\left(2\left(\varphi_3 + \frac{\pi}{2}\right)\right) + b_1 \sin\left(2\left(\varphi_3 + \frac{\pi}{2}\right)\right) + a_2 \cos\left(4\left(\varphi_3 + \frac{\pi}{2}\right)\right) + b_2 \sin\left(4\left(\varphi_3 + \frac{\pi}{2}\right)\right)} \quad (6)$$

2.4 差速泵结构参数与排量、流量的基本关系计算模型

根据差速泵吸、排液原理,叶片处于等速状态(图5)时可以计算泵参数与排量、流量的基本关

始相位角不同,本文只叙述第一对齿轮的相关计算。为满足齿轮连续传动和周期性运动关系,要求傅里叶非圆齿轮及其共轭非圆齿轮的节曲线是封闭的,即在 $\varphi_1 = 0$ 和 $\varphi_1 = 2\pi$ 时的 r_1 相等,共轭齿轮 r_2 也相等,另外第一共轭非圆齿轮的角位移满足^[21-22]

$$\varphi_2 = \int_0^{2\pi} \frac{r_1(\varphi_1)}{a - r_1(\varphi_1)} d\varphi_1 \quad (3)$$

式中 φ_2 ——第一共轭非圆齿轮转角,rad

a ——主、从动齿轮旋转中心距,mm

中心距 a 的迭代计算式为

$$\varphi_2 = \int_0^{\pi} \frac{r_1(\varphi_1)}{a - r_1(\varphi_1)} d\varphi_1 = \pi \quad (4)$$

式(4)无法直接积分,本文采用数值方法计算,计算框图如图4所示,由于 a_0 值较大且系数为1,对向径影响最大的参数,因此取中心距初值为参数 $2a_0$ 的值,采用进退法搜索算出中心距 a 的精确值。第二对非圆齿轮中心距由 φ_3 与 φ_4 按相同计算方法得出,其中 φ_4 为第二共轭非圆齿轮转角。

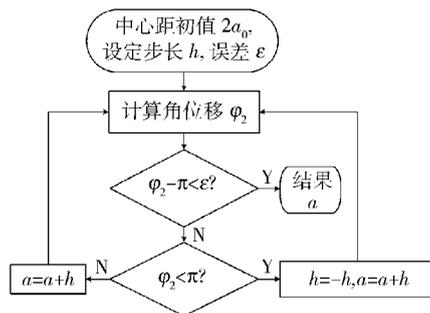


图4 进退法计算傅里叶非圆齿轮副中心距

Fig. 4 Center distance of Fourier non-circular gear pairs calculated by advance and retreat method

2.3 傅里叶非圆齿轮副传动比计算模型

第一傅里叶非圆齿轮与第一共轭非圆齿轮的传动比为

$$i_{21} = \frac{a - [a_0 + a_1 \cos(2\varphi_1) + b_1 \sin(2\varphi_1) + a_2 \cos(4\varphi_1) + b_2 \sin(4\varphi_1)]}{a_0 + a_1 \cos(2\varphi_1) + b_1 \sin(2\varphi_1) + a_2 \cos(4\varphi_1) + b_2 \sin(4\varphi_1)} \quad (5)$$

第二傅里叶非圆齿轮与第二共轭非圆齿轮的传动比为

系^[7,23],此时4个封闭腔不排液也不吸液,这时主要任务是将液体由吸液口转送到排液口,四叶片差速泵在每个旋转周期有4个等速区间。为计算方便,叶片角设计为 45° ,差速泵排量为相邻两叶片达到

最大张角时的密封体积减去最小张角时的密封体积再与每转各腔总计排液 8 次乘积; 平均理论流量等于排量与平均转速相乘; 瞬时流量性能指标与叶片瞬时角速度及传动比有关^[23]。具体关系如下:

令 $i_{21} = i_{43}$, 可求得 4 个不同的转角 φ , 转角 φ 取最小值 φ_{\min} 时, 第一傅里叶非圆齿轮角位移为 $\varphi_1 = \varphi_{\min}$ 、第二傅里叶非圆齿轮的角位移为 $\varphi_3 = \varphi_1$ 。第一叶轮和第二叶轮的转角分别为

$$\psi_1 = \int_0^{\varphi_1} i_{21} d\varphi \quad (7)$$

$$\psi_2 = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2} + \varphi_3} i_{43} d\varphi + \frac{\pi}{2} \quad (8)$$

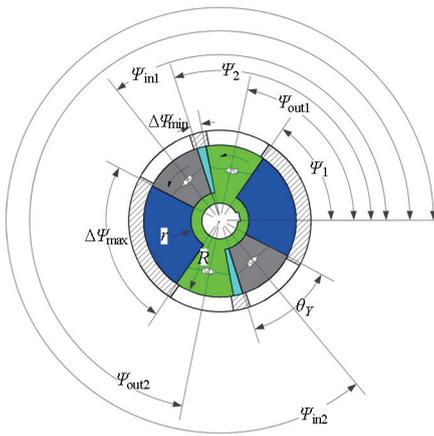


图 5 四叶片差速泵叶片处于等速位置时各角度参数示意图

Fig. 5 Schematic diagram of each angle parameter when blade of differential velocity vane pump are in constant position

泵体的第一排液口中心位置角

$$\psi_{out1} = \psi_1 + \frac{\theta_Y}{2} \quad (9)$$

第一吸液口中心位置角

$$\psi_{in1} = \psi_2 + \frac{\theta_Y}{2} \quad (10)$$

第二排液口中心位置角

$$\psi_{out2} = \psi_{out1} + \pi \quad (11)$$

第二吸液口中心位置角

$$\psi_{in2} = \psi_{in1} + \pi \quad (12)$$

第一排液口、第一吸液口、第二排液口和第二吸液口的大小相等, 且比叶片的叶片角 θ_Y 小 $2^\circ \sim 5^\circ$; 第一叶轮及第二叶轮的叶片角 θ_Y 的取值均为 45° 。

相邻两叶片最小张角为

$$\Delta\psi_{\min} = \psi_2 - (\psi_1 + \theta_Y) \quad (13)$$

此时该封闭腔为最小容积为

$$V_{\min} = 10^{-3} \frac{\Delta\psi_{\min}}{2} (R^2 - r^2) h \quad (14)$$

相邻两叶片最大张角为

$$\Delta\psi_{\max} = \psi_1 + \pi - (\psi_2 + \theta_Y) \quad (15)$$

此时该封闭腔为最大容积为

$$V_{\max} = 10^{-3} \frac{\Delta\psi_{\max}}{2} (R^2 - r^2) h \quad (16)$$

四叶片差速泵的排量为

$$Q = 8(V_{\max} - V_{\min}) = 4 \times 10^{-3} h (\Delta\psi_{\max} - \Delta\psi_{\min}) (R^2 - r^2) \quad (17)$$

四叶片差速泵的瞬时流量为

$$q = \frac{dV}{dt} = 10^{-3} h (R^2 - r^2) \left| \frac{d\psi_1}{dt} - \frac{d\psi_2}{dt} \right| = 10^{-3} h \omega (R^2 - r^2) |i_{21} - i_{43}| \quad (18)$$

$$\text{其中 } \omega = \frac{d\varphi_1}{dt} \quad (19)$$

式中 $d\varphi_1$ ——第一傅里叶非圆齿轮瞬时转角, rad

dV ——单泵排液腔容积变化量, mL

θ_Y ——叶片的叶片角, rad

R ——叶片半径, mm

r ——叶轮轴半径, mm

h ——叶片厚度, mm

ω ——输入轴角速度, rad/s

为降低瞬时流量脉动率, 通常需要 2 个四叶片差速泵并联使用, 并联的 2 个差速泵相位差为 45° 。双泵并联的瞬时流量为

$$q_2 = \frac{dV_2}{dt} = 10^{-3} h \omega (R^2 - r^2) \left[|i_{21}(\varphi_1) - i_{43}(\varphi_1)| + \left| i_{21}\left(\varphi_1 + \frac{\pi}{4}\right) - i_{43}\left(\varphi_1 + \frac{\pi}{4}\right) \right| \right] \quad (20)$$

式中 dV_2 ——双泵排液腔容积变化量, mL

3 差速泵流量特性的影响分析

3.1 差速泵消除困液的方法

根据差速泵工作原理, 叶片转到图 2d 位置时出现了困液, 对泵产生冲击。差速泵的困液程度与泵体结构设计有关, 解决困液问题主要有开设泄荷槽和修改节曲线^[7]。开设泄荷槽的工作原理是: 困液状态下密闭腔内的液体在受挤压后通过泄荷槽排出, 当密闭腔变大再通过泄荷槽补给液体, 这并没有改变困液的实质, 仍然会带来冲击。修改节曲线是在困液状态让叶片处于等速状态, 避免在密闭腔里发生液体挤压和容积增大, 可以避免开泄荷槽的一些弊端; 但是在整个旋转周期是非圆齿轮连续传动, 节曲线必须保证连续且至少一阶可导, 因此无法实现有一个时间段它们的转速相等, 该方法不可行。所以目前还没有很好解决困液问题。

在 4 个叶片上装上单向阀, 其方向与转动方向相同(图 2d), 此时上下方的 2 个封闭区域的容积不

断减小压力增大,而左右2个封闭区域的容积不断增加压力减小,它们增加的容积和减小的容积相等,当压力变化到一定程度时,单向阀打开,困液消除。在正常的吸液排液过程,单向阀进一步被压紧,不会打开,不会造成容积损失。但是对流量稳定性存在一定影响,在困液期间输出流量为零,单泵存在断流现象,该断流现象可以通过双泵并联方式改善。

3.2 差速泵分析设计软件编写

根据第2节建立的傅里叶非圆齿轮驱动差速泵分析模型,采用 Matlab 编写分析软件,如图6所示。通过人机交互,可以调整各参数,包括差速泵结构参数和傅里叶函数的参数 a_0, a_1, a_2, b_1 和 $b_2, n_1, \theta_1, \theta_2$ 。通过该软件可分析单个差速泵的流量脉动率、平均流量、排量 and 进出口位置变化,分析双泵并联和安装泄压阀后脉动率、平均流量和排量变化情况。

3.3 节曲线参数对单泵和双泵并联工作时瞬时流量的影响分析

用3.2节编写的软件,当叶片半径 $R = 90\text{ mm}$ 、

表1 傅里叶节曲线参数变化对单泵和双泵的脉动率、排量和泵结构的影响比较

Tab.1 Comparison of Fourier pitch curve parameters affecting on pulsation rate, displacement and pump structure when single pump running and double pumps running

编号	傅里叶节曲线参数	单泵脉动率/%	双泵并联脉动率/%	双泵并联合排量/mL	中心距/mm	最小封闭腔角度/(°)
1	$n_1 = 2, a_0 = 25, a_1 = 10.025, a_2 = 4.568, b_1 = 0.031, b_2 = 0.031$	219.7	39.9	4620.7	54	2
2	$n_1 = 2, a_0 = 30, a_1 = 4.000, a_2 = 1.568, b_1 = 0.031, b_2 = 0.031$	172.5	25.9	1396.9	60	32
3	$n_1 = 2, a_0 = 30, a_1 = 10.025, a_2 = 3.568, b_1 = 0.021, b_2 = 0.021$	200.4	24.8	3757.6	64	10

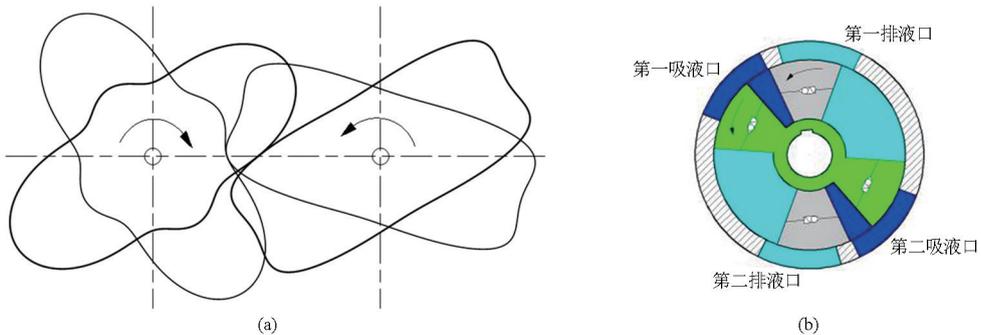


图7 第1组参数下的节曲线和差速泵

Fig.7 Section curves and differential pump of the first set of parameters

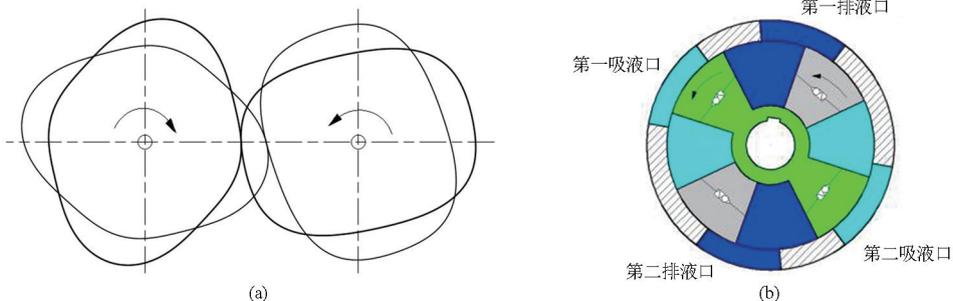


图8 第2组参数下的节曲线和差速泵

Fig.8 Section curves and differential pump of the second set of parameters

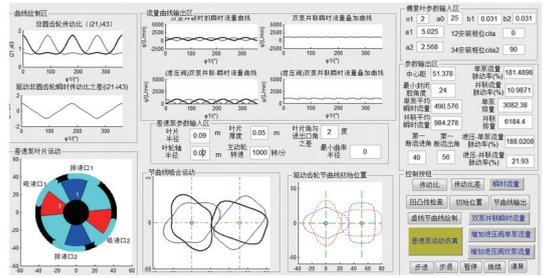


图6 傅里叶非圆齿轮驱动差速泵分析设计软件

Fig.6 Analysis and design software of differential velocity vane pump driven by Fourier noncircular gear

叶轮轴半径 $r = 20\text{ mm}$ 、叶片厚度 $h = 50\text{ mm}$ 、进出口和叶片角角度差 2° 、输入轴转速 1000 r/min 、叶片内安装防困液单向阀、双泵并联安装、相位相差 45° 的情况下,选择了3组不同的傅里叶参数,对应的单泵脉动率、双泵并联脉动率、双泵并联合排量、中心距和嘴角封闭腔角度计算结果列于表1,并计算获得节曲线(左边为主动轮,右边为从动轮)和瞬时流量曲线,如图7~12所示。

第1组参数生成的是图7的节曲线和差速泵吸

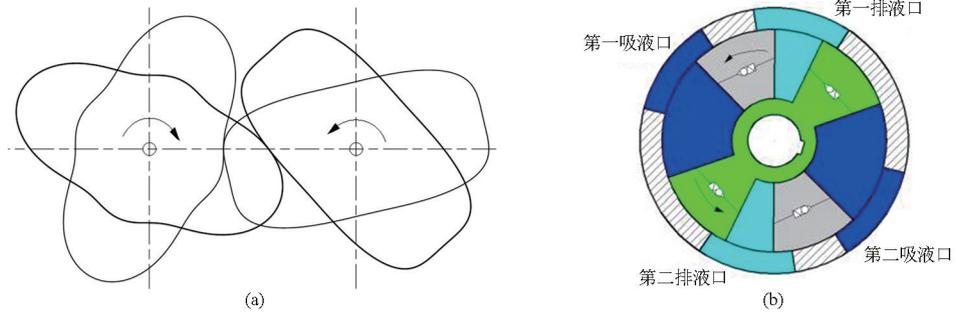


图 9 第 3 组参数下的节曲线和差速泵

Fig. 9 Section curves and differential pump of the third set of parameters

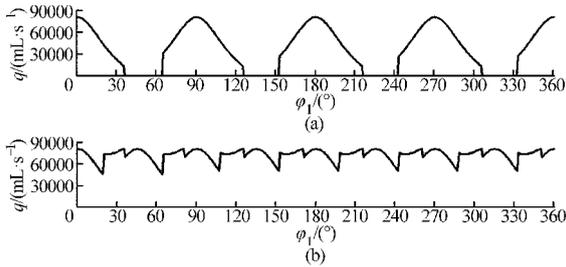


图 10 第 1 组参数下的单泵和双泵并联瞬时流量曲线

Fig. 10 Instantaneous flow curve of the first set of parameters when single pump running and double pumps parallel running

(a) 单泵 (b) 双泵 45° 相位差并联

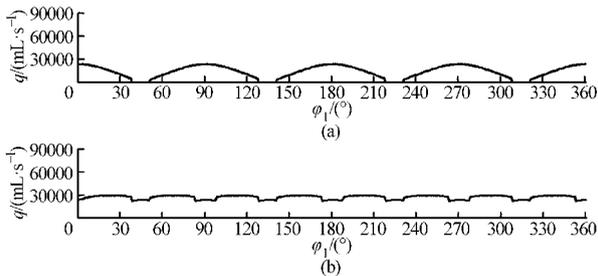


图 11 第 2 组参数下的单泵和双泵并联瞬时流量曲线

Fig. 11 Instantaneous flow curve of the second set of parameters when single pump running and double pumps parallel running

(a) 单泵 (b) 双泵 45° 相位差并联

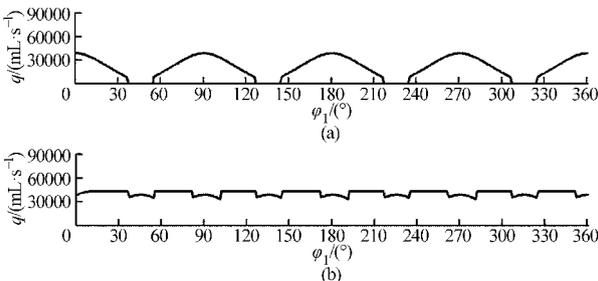


图 12 第 3 组参数下的单泵和双泵并联瞬时流量曲线

Fig. 12 Instantaneous flow curve of the third set of parameters when single pump running and double pumps parallel running

(a) 单泵 (b) 双泵 45° 相位差并联

达 4 620.7 mL。该参数下节曲线内凹现象严重,非圆齿轮加工容易出现根切。如表 1 所示,单泵流量脉动率很高,双泵并联流量脉动率下降明显,但是有比较明显的细微波动。

傅里叶节曲线调整灵活,为得到更好地传动,希望节曲线是凸的。经过交互分析,输入第 2 组参数可以生成图 8 的节曲线和差速泵吸液、排液口的位置,最小封闭腔角度 32°,双泵排量为 1 396.9 mL。该节曲线的没有内凹现象,曲率半径相对较大,传动特性好,并且方便非圆齿轮加工。如表 1 所示,此时的单泵和双泵的流量脉动率均下降,但是排量下降明显,因此仅考虑传动问题,不能得到大排量和低脉动率的差速泵。

差速泵比较理想的状态是在保证正常传动的情况下,也能获得较大排量和低脉动率。输入第 3 组傅里叶节曲线参数,可以生成图 9 的节曲线和差速泵吸、排液口的位置,最小封闭腔角度 10°,双泵排量为 3 757.6 mL。该节曲线有微凹现象,根据不产生根切条件: $h_{a_0} m \leq \rho_{\min} \sin^2 \alpha_0$,通过齿轮模数、齿数的优化调整可以做到非圆齿轮不根切,实现可靠传动。如表 1 所示,此时排量适中,单泵流量脉动率在 3 组中居中,双泵流量脉动率可以降到最低。

根据表 1 数据的对比分析得出:①傅里叶非圆齿轮驱动差速泵单泵脉动率偏高,需要并联使用。经过双泵 45° 相位差并联后,脉动率明显下降,最低达到 24.8% 左右。脉动率随参数变化明显。②双泵并联排量与最小封闭腔角度有直接关系,角度越小排量越大。排量随参数变化明显。③节曲线中心距与脉动率、排量以及最小封闭腔角度没有直接关系, a_0 参数对中心距影响比较大,在具体应用中,受齿轮箱空间限制, a_0 的上限取值为中心距的一半。

3.4 傅里叶非圆齿轮驱动与偏心圆-非圆齿轮驱动的四叶片差速泵的比较

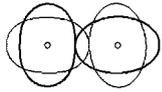
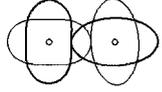
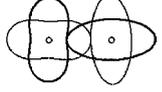
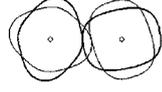
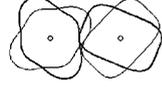
文献[3]提出偏心圆-非圆齿轮驱动差速泵,运用文献中的理论编写偏心圆-非圆齿轮驱动差速泵仿真软件,通过计算并与傅里叶非圆齿轮驱动

液、排液口的位置,最小封闭腔角度 2°,双泵排量可

的四叶片差速泵进行比较,如表2所示发现以下特点和优势,分析如下:

表2 偏心圆-非圆齿轮驱动与傅里叶非圆齿轮驱动的差速泵主要特性比较

Tab. 2 Comparison of key feature of pumps driven by Fourier non-circular gear and eccentric gear

编号	驱动机构	有无泄压阀	节曲线参数	凹凸性	节曲线图	理论排量/mL	单泵脉动率/%	双泵并联脉动率/%
1	偏心圆-非圆齿轮驱动	无	偏心率:0.2 阶数:2	凸		2 257.8	157.8	32.6
		有					160.0	35.1
2	偏心圆-非圆齿轮驱动	无	偏心率:0.35 阶数:2	微凹		3 758.0	157.8	32.6
		有					160.0	35.1
3	偏心圆-非圆齿轮驱动	无	偏心率:0.4 阶数:2	微凹		4 083.4	157.8	32.6
		有					160.0	35.1
4	傅里叶非圆齿轮驱动	无	$n_1 = 2$ $a_0 = 30$ $a_1 = 4.000$ $a_2 = 1.568$	凸		1 396.9	169.1	21.5
		有	$b_1 = 0.031$ $b_2 = 0.031$	凸			172.5	25.9
5	傅里叶非圆齿轮驱动	无	$n_1 = 2$ $a_0 = 30$ $a_1 = 10.025$ $a_2 = 3.568$	微凹		3 757.6	180.5	11.9
		有	$b_1 = 0.021$ $b_2 = 0.021$				200.4	24.8

(1) 偏心圆-非圆齿轮驱动的单泵脉动率虽然优于傅里叶非圆齿轮驱动,但高达157.8%的瞬时流量脉动率没法满足生产需求。因此,需要双泵并联使用,通过数据可以看出,傅里叶非圆齿轮驱动的单泵脉动率明显低于偏心圆-非圆齿轮驱动的单泵脉动率,较优的可以达到11.9%,安装泄压阀后是24.8%,远低于偏心圆-非圆齿轮驱动的双泵并联脉动率32.6%,安装泄压阀后上升到35.1%。从表2还可以看出,偏心圆-非圆齿轮驱动的单泵或双泵并联脉动率不能通过偏心率调整而改善,而傅里叶非圆齿轮驱动可以通过参数优化降低脉动率,而且傅里叶参数较多,有很大的优化空间。

(2) 从双泵并联最大理论排量数据看,偏心圆-非圆齿轮驱动差速泵要高于傅里叶非圆齿轮驱动的,但是差速泵的理论排量由最大张角与最小张角的差值决定(叶片确定情况下),按本文的差速泵叶片45°设计标准,综合考虑吸排液口设计制造工艺及高压可能导致吸液腔和排液腔贯通等问题,限定

叶片最小张角不能小于10°,为此张角的最大差值在70°左右,根据式(17)可计算出理论最大排量是3 757.6 mL,对照表2的数据,偏心圆-非圆齿轮的偏心率需控制在0.35以下,在该参数制约下,偏心圆-非圆齿轮驱动的单泵脉动率与傅里叶非圆齿轮驱动的单泵脉动率数据比较接近,傅里叶参数较多,可以更好地兼顾排量、脉动率和传动特性。

4 结论

(1) 采用的傅里叶非圆齿轮节曲线的参数有6个,比变形偏心圆-非圆齿轮节曲线2个参数有很大优化优势,通过改变这些参数可以灵活改变非圆齿轮传动比,显著降低了瞬时流量脉动率,可以满足如高效大型植保机械用泵的大排量、瞬时流量脉动小的要求。

(2) 在叶片上安装与转动方向相同的单向阀可以有效解决困液问题,消除传统方法的弊端,但会损失一点流量和脉动率。

参 考 文 献

- Chen Ming, Zhang Yong, Zi Jinfeng, et al. Differential velocity vane pump driven by rotating guide-bar-gear mechanism[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006,42(Supp.1):54-58. (in Chinese)
- 2 陈明, 瞿进锋, 张勇, 等. 万向节——齿轮机构驱动的叶片差速泵[J]. 机械科学与技术, 2006, 25(11): 1298-1300, 1379. Chen Ming, Zi Jinfeng, Zhang Yong, et al. Study of a differential velocity vane pump driven by Hooke's joints[J]. Mechanical Science and Technology, 2006, 25(11): 1298-1300, 1379. (in Chinese)
- 3 陈明, 王广林, 刘福利, 等. 叶片差速泵偏心圆-非圆齿轮驱动系统的研究[J]. 机械工程学报, 2005, 41(3): 98-101. Chen Ming, Wang Guanglin, Liu Fuli, et al. Study of eccentric circular-noncircular gears driving system of differential velocity vanes pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(3): 98-101. (in Chinese)
- 4 国务院. 中国水泵制造业“十二五”发展规划(2011—2015年)[R]. 北京: 国务院, 2011.
- 5 农业部. 全国农业机械化发展第十二个五年规划(2011—2015年)[R]. 北京: 农业部, 2011.
- 6 柴立新. 泵选用手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009: 1-20.
- 7 陈明, 李丽伟, 焦映厚, 等. 四叶片差速泵的理论研究[J]. 机械工程学报, 2002, 38(11): 66-70. Chen Ming, Li Liwei, Jiao Yinghou, et al. Theoretical study of differential velocity 4-vane pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(11): 66-70. (in Chinese)
- 8 胡明, 袁伟东, 陈明, 等. 叶片差速泵驱动系统运动与力学特性分析[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2012, 44(9): 123-127. Hu Ming, Yuan Weidong, Chen Ming, et al. Kinematics and mechanics performance analysis of driving systems of differential velocity vane pump[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2012, 44(9): 123-127. (in Chinese)
- 9 赵匀, 高林弟, 陈建能, 等. 变形偏心非圆齿轮行星系分插机构设计和参数优化[J]. 农业机械学报, 2011, 42(12): 74-77. Zhao Yun, Gao Lindi, Chen Jianneng, et al. Design and parameters optimization of deformed eccentric non-circular gears transplanting mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(12): 74-77. (in Chinese)
- 10 Zhao Yun, Sun Liang, Yu Gaohong. Properties and applications of the eccentric-gear drive[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2011, 24(2): 323-331.
- 11 杨学军, 严荷荣, 徐赛章, 等. 植保机械的研究现状及发展趋势[J]. 农业机械学报, 2002, 33(6): 129-131, 137. Yang Xuejun, Yan Herong, Xu Saizhang, et al. Current situation and development trend of equipment for crop protection[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2002, 33(6): 129-131, 137. (in Chinese)
- 12 何雄奎. 改变我国植保机械和施药技术严重落后的现状[J]. 农业工程学报, 2004, 20(1): 13-15. He Xiongkui. Improving severe dragging actuality of plant protection machinery and its application techniques[J]. Transactions of the CSAE, 2004, 20(1): 13-15. (in Chinese)
- 13 郑文钟, 应霞芳. 我国植保机械和施药技术的现状、问题及对策[J]. 农机化研究, 2008, 30(5): 219-221. Zheng Wenzhong, Ying Xiafang. Study on actuality and problems with measure of plant protection machinery and spray techniques of agricultural chemicals in China[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2008, 30(5): 219-221. (in Chinese)
- 14 孙文峰, 王立君, 陈宝昌, 等. 农药喷施技术国内外研究现状及发展[J]. 农机化研究, 2009, 31(9): 225-228. Sun Wenfeng, Wang Lijun, Chen Baochang, et al. The present situation and development of study on the pesticide applying technology at home and abroad[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2009, 31(9): 225-228. (in Chinese)
- 15 朱金文, 周国军, 曹亚波, 等. 氟虫腈药液在水稻叶片上的沉积特性研究[J]. 农药学报, 2009, 11(2): 250-254. Zhu Jinwen, Zhou Guojun, Cao Yabo, et al. Characteristics of fipronil solution deposition on paddy rice (*Oryza sativa*) leaves[J]. Chinese Journal of Pesticide Science, 2009, 11(2): 250-254. (in Chinese)
- 16 刘卹洲, 吴萍, 罗楚平, 等. 喷雾压力和药液流量对井冈·枯芽菌在水稻叶片定殖的影响[J]. 植物保护, 2008, 34(4): 65-68. Liu Youzhou, Wu Ping, Luo Chuping, et al. Influences of operating pressure and spray volume on colonization of the biotic fungicide *Bacillus subtilis*[J]. Plant Protection, 2008, 34(4): 65-68. (in Chinese)
- 17 Ajay Sharda, John P Fulton, Timothy P McDonald, et al. Brodbeck real-time nozzle flow uniformity when using automatic section control on agricultural sprayers[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2011, 79(2): 169-179.
- 18 Julián Sánchez-Hermosilla, Víctor J Rincón, Francisco Pérez, et al. Comparative spray deposits by manually pulled trolley sprayer and a spray gun in greenhouse tomato crops[J]. Crop Protection, 2012, 31: 119-124.
- 19 徐兵, 张军辉, 杨华勇, 等. 轴向柱塞泵孔槽结合配流方式多目标驱动正向设计[J]. 农业机械学报, 2013, 44(7): 279-285. Xu Bing, Zhang Junhui, Yang Huayong, et al. Multi-objective drive forward design with damping orifice and groove for axial piston pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(7): 279-285. (in Chinese)
- 20 杨茂祥, 雷昌毅, 陈建能, 等. 一种具有傅里叶函数节曲线的非圆齿轮副: 中国, ZL201220265860.4[P]. 2012-06-04. Yang Maoxiang, Lei Changyi, Chen Jianneng, et al. Non-circular gear pairs with a Fourier function section curve: CN ZL201220265860.4[P]. 2012-06-04. (in Chinese)
- 21 吴序堂, 王贵海. 非圆齿轮传动及其应用[J]. 机械设计, 1995, 12(7): 39-42.
- 22 吴序堂. 非圆齿轮及非运速比传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997: 1-5.
- 23 陈明, 李丽伟, 魏莉, 等. 六叶片差速泵工作原理及设计理论的研究[J]. 机械科学与技术, 2003, 22(6): 861-864. Chen Ming, Li Liwei, Wei Li, et al. Study of differential velocity vane pump[J]. Mechanical Science and Technology, 2003, 22(6): 861-864. (in Chinese)