

专任教师岗位低职高聘聘任申请表

姓 名	徐高欢	出生年月	1980 年 09 月	参加工作时间	2004 年 08 月
现所在单位	浙江水利水电学院 机械与汽车工程学院	最高学历/学位	研究生/博士	现聘专业技术 职务	副教授
现校聘岗位	机械学院副院长	取得学历/学位 时间	2018 年 03 月	聘任专业技术 职务时间	2015 年 01 月
现省聘岗级	☐ 专业技术岗 7 级 ☐ 管理岗 6 级				
拟申请岗位	(机械学院单位专任教师副高 V 级)		校聘岗位类别	(教学科研并重型)	
是否按照专技身份享受校内绩效政策 (双肩挑人员填写)			☒ 是 ☐ 否		
任现职 (岗 级) 以来取得 业绩	A 类项目: ____ 项				
	B 类项目: _2_ 项	1) 2020 年浙江省第二批 “十三五” 教育教学改革项目 (jg20190526), 工程教育专业 认证理念下机械类专业工程核心能力培养体系研究, 2020/01-2021/12, 2 万, 主持. 2) 2017 年度浙江省 “十三五” 高等学校中青年学科带头人培养对象, 浙江省教育厅, 2017-2020, 2 万/年, 主持.			
		8			
	C 类项目: _6_ 项	1) 2019 年浙江省大学生机械创新设计竞赛 (A 类) 一等奖 指导学生排名 1/2 2) 2017 年浙江省大学生机械创新设计竞赛 (A 类) 一等奖 指导学生排名 1/2 3) 徐高欢, 谢荣盛, 孙培峰, 赵华成. 自由节曲线非圆齿轮驱动差速泵设计及性能试验 [J].农业机械学报, 2020.51 (04): 411-417. [EI] 一级期刊, 科技部 “三类高质量论文” 4) 徐高欢, 赵华成, 刘武, 谢荣盛. 差速泵叶片边缘对转矩特性的影响 [J].农业机械学 报. 2019, 50(4): 453-459. [EI] 一级期刊, 科技部 “三类高质量论文” 5) 徐高欢, 刘武, 谢荣盛. 变型高阶比傅里叶非圆齿轮驱动的六叶片差速泵设计与性能 比较[J].农业机械学报. 2019, 50(2): 436-444. [EI] 一级期刊, 科技部 “三类高质量 论文” 6) 2018 年度浙江省基础公益研究计划项目 (LGG18E050004), 自由曲线非圆齿轮驱 动的反渗透海水淡化用差速泵的设计和研制, 2018.01-2020.12, 15 万, 主持.			
		12			
业绩换算分值			20		

本人承诺	本人知悉《第四轮岗位聘用实施办法》、《校内绩效工资实施方案》、《浙江水利水电学院“三定”方案（2020版）》、《第四轮岗位聘任工作实施方案》等文件规定和各单位（部门）岗位聘任实施方案、岗位说明书，经慎重考虑申请相应岗位。承诺： 1、以上所填内容全部属实，如有问题本人愿意承担一切责任； 2、受聘岗位期间，能够履行相关文件要求及岗位说明书规定的岗位职责。 本人签名：_____ 2021年4月22日
以上部分由申请人填写，应聘部门审核。以下由单位（部门）和管理服务岗位聘用委员会填写。	
原单位（部门）意见	☐同意 ☐不同意 （部门盖章） ____年____月____日
应聘单位（部门）聘任意见	1、经审核，申请人所填内容：☐属实 ☐不属实 2、是否符合所申请岗位的申报条件：☐符合 ☐不符合 3、是否同意聘任所申请岗位：☐同意 ☐不同意 （部门盖章） ____年____月____日
专任教师岗位聘用委员会意见	专任教师岗位聘用委员会主任委员签名：_____ ____年____月____日

备注：表格请用 A4 纸打印，与聘岗有关佐证材料附后。

差速泵叶轮边缘结构对转矩特性的影响

徐高欢 赵华成 刘武 谢荣盛

(浙江水利水电学院机械与汽车工程学院, 杭州 310018)

摘要: 傅里叶非圆齿轮驱动的差异泵在负载工况下有明显的周期性冲击现象,而在空载状态不存在。为提升差异泵运行平稳性,开展数值计算和试验研究,首先建立差异泵数值计算模型,利用数值计算方法对差异泵流场和驱动非圆齿轮进行流固耦合计算。计算结果表明,差异泵在吸、排液工况交替瞬间,叶轮存在转矩突变现象,主要原因是叶轮旋转对进、出口关闭或打开瞬间形成了水锤效应。为此,对差异泵叶轮边缘进行微圆角优化处理以形成流场过渡区。仿真结果显示,叶轮优化后的输入轴周期性转矩突变峰值至少可降低 21.58%,且吸、排液腔压力分布更为均匀。经试验验证,转矩变化趋势及转矩突变点基本吻合,2 个叶轮优化后转矩最大变化幅度平均降低 51.20%。结果表明,差异泵叶轮边缘对转矩特性影响较大,叶轮边缘优化对减弱水锤效应及改善叶轮转矩特性非常有效。

关键词: 非圆齿轮; 差异泵; 叶轮边缘; 结构; 转矩

中图分类号: TH32; TH132.424 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-4298(2019)04-0413-07

Effect of Impeller Edge Structure on Torque Characteristics of Differential Pump

XU Gaohuan ZHAO Huacheng LIU Wu XIE Rongsheng

(School of Mechanical and Automotive Engineering, Zhejiang University of Water Resources and Electric Power, Hangzhou 310018, China)

Abstract: The differential pump driven by Fourier non-circular gears has obvious periodic impact phenomenon under load condition, but it does not exist under no-load condition. In order to reduce the impact under load conditions and improve the stability of differential pump, a numerical calculation model of differential pump was established, and the fluid-solid coupling calculation of flow field and driving non-circular gear of differential pump was carried out by numerical calculation method. The calculation results showed that there was a sudden change in the impeller's torque at the instant of alternating suction and discharge conditions of differential pump. The main reason was the water hammer effect formed when the blade rotated to the inlet and outlet and closed or opened. In order to reduce the impact, micro-rounded edges of differential pump blades were processed to form a flow field transition zone. The simulation results showed that the periodic torque mutation of the input shaft of the optimized blades was reduced by at least 21.58%, and the pressure distribution of the suction and drainage chambers was more uniform. By verification, it was confirmed that the edge of the differential pump blade had a great influence on the torque characteristics. The maximum variation of the two impellers' torque was decreased by 51.20% on average. And the optimization of the edge roundness had a great effect on reducing the water hammer effect and improving the impeller torque characteristics.

Key words: non-circular gear; differential pump; impeller edge; structure; torque

0 引言

差速泵是一种新型容积泵,其工作原理是依靠

叶轮在旋转过程中相邻叶片差速转动实现容积变化。相比其他容积泵,其排量体积比大,容积效率较高,在大型植保机械、滴灌等领域具有广泛应用前

收稿日期: 2019-01-07 修回日期: 2019-01-28

基金项目: 国家自然科学基金项目(51305403、51675486)、浙江省基础公益研究计划项目(LGG18E050004)、浙江省自然科学基金项目(LY15E050026)和浙江省中青年学术带头人培养项目

作者简介: 徐高欢(1980—),男,副教授,博士,主要从事现代农业装备研究, E-mail: 6787135@qq.com

景^[1-3]。混合高阶傅里叶非圆齿轮驱动的差速泵,其流量脉动率、容积效率及驱动非圆齿轮不根切最大模数等性能在四叶片差速泵中最优^[4],但在试验中发现,差速泵样机在负载状态下具有明显的周期性冲击现象,而在空载状态不存在。

陈明等^[5]在研究中发现,差速泵在运行过程中轴和轴承会出现很大冲击,差速泵的容积腔存在闭死容积,少量液体介质导致困液。为此文献^[8-9]提出利用泄压阀引出困液,但是差速泵在困液极小的情况下,仍产生明显冲击。泵的冲击原因十分复杂,一般可以分为流体冲击和机械传动冲击^[10-13],流体冲击主要有水击、压力脉动等,机械传动冲击主要是因设计不合理或加工、安装误差引起的,如传动不平衡等^[14-19]。差速泵除驱动系统存在正常交变载荷外,在排液、吸液过程中还存在水锤效应,这是造成周期性冲击的主因之一^[20]。

为提升差速泵运行平稳性,本文进行数值计算和试验研究。首先,建立差速泵数值计算模型,利用数值计算方法研究差速泵腔内压力分布、流场和驱动非圆齿轮副的流固耦合作用,分析和比较不同叶片边缘在吸排液工况交替下对转矩特性的影响,最后试验验证差速泵叶片边缘圆角优化对改善流场及减缓周期性冲击的有效性。

1 非圆齿轮驱动差速泵基本原理及计算模型构建

1.1 结构

根据差速泵工作原理,容积腔随驱动机构的不等速传动实现容积空间周期性变化和周向转移^[21]。四叶片差速泵结构如图1所示。

1.2 计算模型构建及叶片边缘优化

混合高阶傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵中每一对非圆齿轮副分别驱动轴和轴套,由轴驱动的2个叶片组成叶轮1,由轴套驱动的2个叶片组成叶轮2,在两对非圆齿轮副不等速传动作用下,叶轮1和叶轮2在周转过程中实现差速运动,4个容积腔分别实现吸液和排液。差速泵传动系统三维图如图2所示,差速泵叶轮和腔体分布如图3所示。

数值计算模型的傅里叶非圆齿轮节曲线参数 $a_0=35$ 、 $a_1=1$ 、 $a_2=0.2$ 、 $b_1=0.02$ 、 $b_2=0.15$,非圆齿轮节曲线变性系数为1,非圆齿轮阶数比1:2,叶轮外半径为90 mm,叶轮轴半径为20 mm,叶片厚度为50 mm,进出口和叶片角角度差 2° ,由于试验传感器采样频率为500 Hz,为了避免高速带来额外机械冲击及振动的干扰,仿真和试验转速均设为90 r/min。由于主动齿轮和从动齿轮阶数比1:2,所以叶轮平均

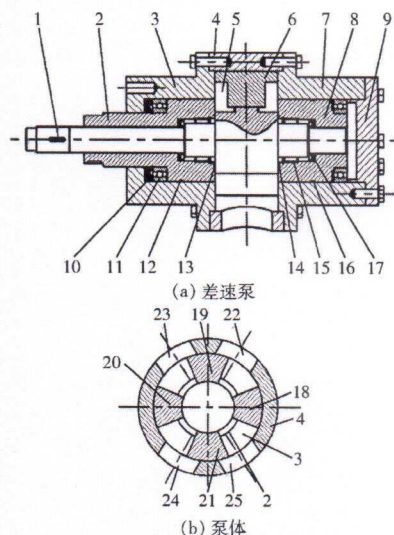


图1 四叶片差速泵结构图

Fig. 1 Structure diagrams of four-blade differential pump

1. 内轴 2. 前轴套 3. 前壳体 4. 泵壳 5. 叶片销 6. 叶轮 7. 后壳体 8. 后轴套 9. 端盖 10、17. 有骨密封圈 11. 滚动轴承 12、16. O型密封圈 13、14. 端面密封圈 15. 滚针轴承 18. 叶片1 19. 叶片2 20. 叶片3 21. 叶片4 22. 排液口(1) 23. 吸液口(1) 24. 排液口(2) 25. 吸液口(2)

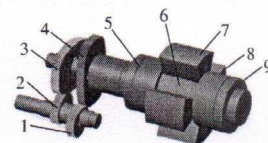


图2 差速泵传动系统三维图

Fig. 2 3D diagram of differential pump drive system

1. 主动齿轮 2. 主动齿轮1 3. 从动齿轮1 4. 从动齿轮2 5. 前轴套 6. 内轴 7. 叶轮1 8. 叶轮2 9. 后轴套

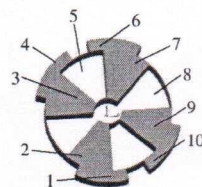


图3 叶轮和腔体分布

Fig. 3 Distribution of impellers and cavities

1. 排液口2 2. 第3腔 3. 第2腔 4. 进液口1 5. 叶轮2 6. 排液口1 7. 第1腔 8. 叶轮1 9. 第4腔 10. 进液口2

转速为45 r/min,旋转一周为1.33 s,设置该值为数值计算总时间。为研究叶轮边缘对差速泵流场压力分布和传动系统转矩特性的影响,设计2种差速泵叶轮:普通叶轮和顶部边缘圆角优化叶轮。叶轮优化后的顶部边缘圆角半径为2.8 mm,如图4所示。

2 不同叶片边缘的流体域及耦合转矩数值计算

差速泵计算模型比较规则且为对称分布,利用UG建立计算域三维模型,再导入Workbench中进行

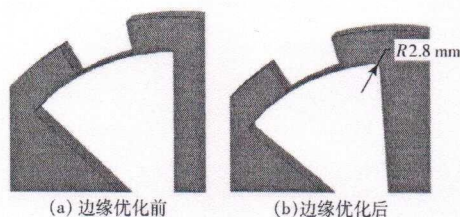


图4 差速泵叶轮的叶片

Fig. 4 Blades of differential pump impellers

网格划分, 网格主要采用四面体非结构网格对模型进行划分^[22-24], 最大网格尺寸设为0.2 mm, 最小设为0.05 mm, 网格单元总数约为38.52万个, 进出口设置成标准大气压。为比较不同叶轮边缘对差速泵的影响, 在Workbench平台中构建流体域和驱动系统的流固耦合分析模型, 通过对差速泵不同叶轮的吸、排液工况的仿真计算, 得出叶轮边缘优化前后对转矩和驱动系统冲击的影响。以下分析以第1、3腔吸、排液切换过程中流体域数值计算为例, 并同时计算叶轮1和叶轮2的耦合转矩。

2.1 第1、3腔吸液、排液切换过程中流体域数值计算及结果分析

当第1、3腔吸液, 第2、4腔排液即将结束时, 叶轮1和叶轮2的转动速度接近等速, 叶轮优化前如图5a、5c、5e所示, 第1、3腔与进口隔开迅速, 容积腔未充满而关闭进口, 腔内形成大面积负压区域, 容易形成空化, 造成流体振动。第2、4腔与出口瞬间隔开, 出口1、2压力瞬间下降, 形成水锤效应。叶轮

优化后如图5b、5d、5f所示, 第1、3腔与进口隔开存在过渡区, 第1、3腔与进口的压力存在明显的渐变过程, 形成的负压区域较小, 充容饱满, 不容易形成空化, 减少流体振动。第2、4腔与出口隔开同样存在过渡区, 从压力分布看, 第2、4腔与出口存在渐变过程, 如图5f压力分布所示, 第2、4腔排液结束后为均匀负压, 容积腔排液较为彻底。

2.2 第1、3腔排液、吸液切换过程中流体域数值计算及结果分析

当第2、4腔吸液, 第1、3腔排液即将结束时, 叶轮1和叶轮2的转动速度同样接近等速, 叶轮优化前如图6a、6c、6e所示, 第1、3腔与出口隔开迅速, 容积腔内液体并未排完, 第1、3腔形成较大内压, 形成困液区, 造成困液冲击。第2、4腔与进口瞬间隔开, 第2、4腔未充满前压力瞬间下降, 形成较大负压区, 容易产生空化, 造成流体振动。叶轮优化后如图6b、6d、6f所示, 第1、3腔与出口隔开存在过渡区, 第1、3腔与出口的压力存在明显的渐变过程, 如图6d、6f所示, 由于叶轮圆弧过渡区的存在, 液体排出较为彻底, 排液腔形成明显负压, 减少困液。

2.3 叶轮边缘对差速泵驱动系统转矩影响

图5、6压力分布显示, 差速泵的叶轮顶部边缘对腔内流场有明显影响, 原有叶轮设计容易形成进出口和腔内压力突变, 形成水锤效应, 造成流体冲击。为进一步说明叶轮边缘优化有利于减少水锤效

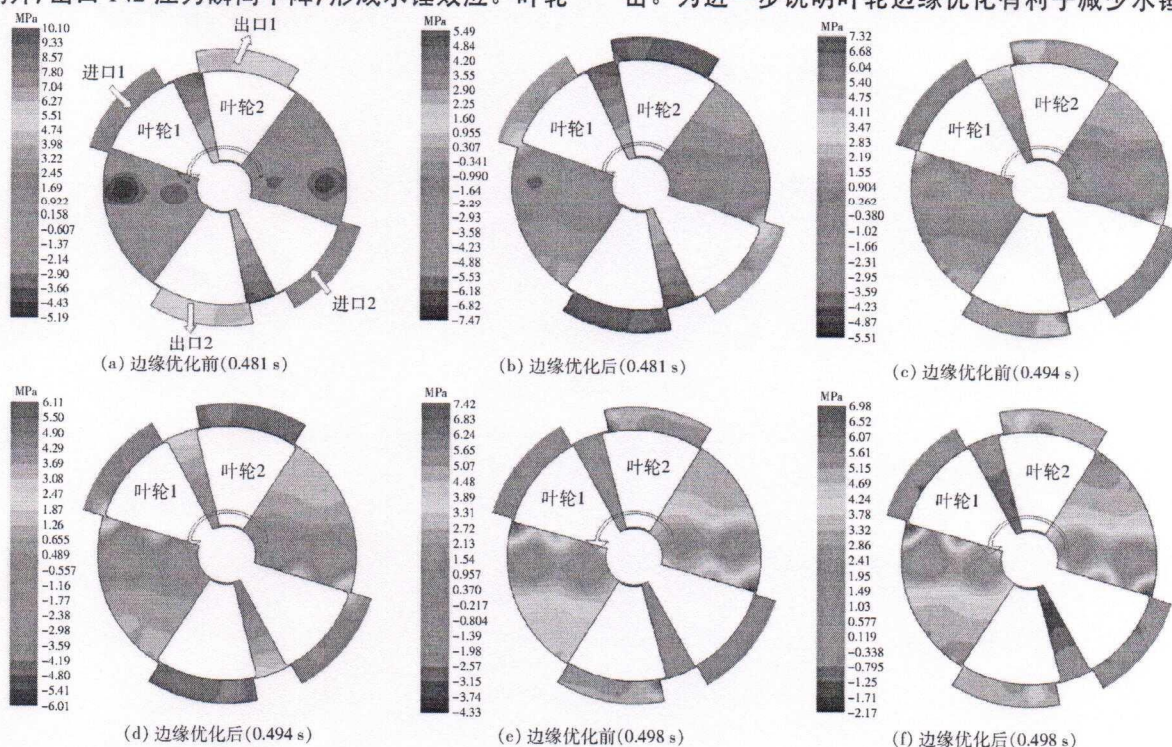


图5 第1、3腔吸液、排液切换过程4个腔压力分布

Fig. 5 Pressure distributions when No. 1 and No. 3 displacement chamber were switched from suction to discharge

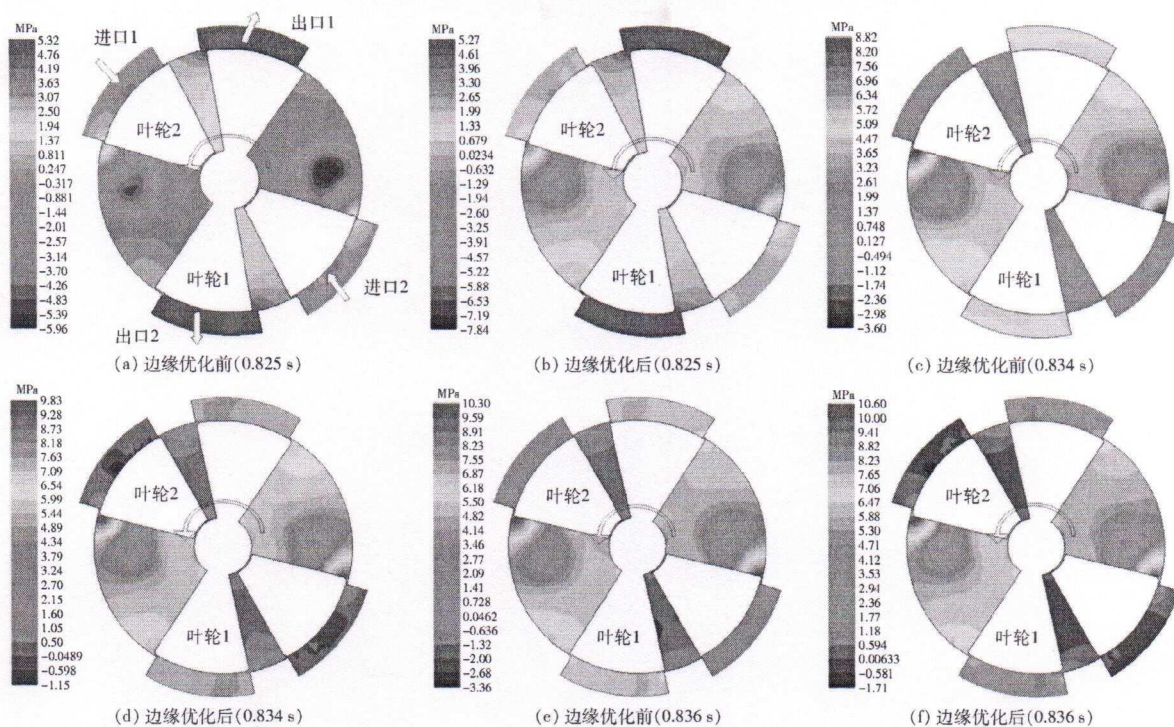


图6 第1、3腔排液、吸液切换过程4个腔压力分布

Fig. 6 Pressure distributions when No. 1 and No. 3 displacement chamber were switched from discharge to suction

应造成的冲击,在Workbench平台中构建流体域和驱动系统的流固耦合分析模型,仿真计算叶轮顶部边缘变化对驱动轴转矩的影响。叶轮1、2优化前后流场对输入轴的耦合转矩如图7所示。

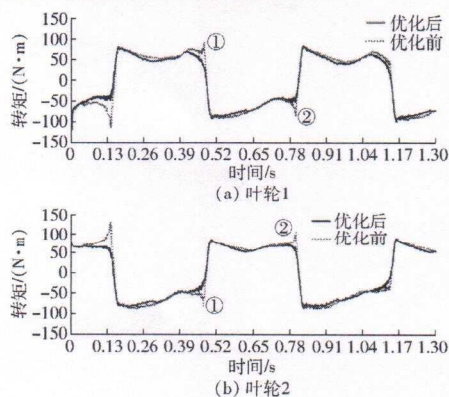


图7 优化前后输入轴仿真转矩比较

Fig. 7 Comparisons of simulation torque of input shaft before and after optimization

为便于分析比较,工况位置①、②对照图5、6吸排交替工况,差速泵在工况①位置,叶轮1优化前仿真转矩峰值为92.32 N·m,优化后的仿真转矩峰值为72.40 N·m,转矩峰值下降21.58%。叶轮2优化前的仿真转矩峰值为-85.41 N·m,优化后的仿真转矩峰值为-52.64 N·m,转矩峰值下降38.37%。差速泵在工况②位置,叶轮1优化前的仿真转矩峰值为-87.02 N·m,优化后的仿真转矩峰值为-49.28 N·m,转矩峰值下降43.37%。叶轮2优化

前的仿真转矩峰值为104.13 N·m,优化后的仿真转矩峰值为71.39 N·m,转矩峰值下降31.44%。如表1所示,优化后差速泵工况交替位置转矩峰值下降明显,该结果说明叶片顶部边缘的优化有利于减少差速泵水锤效应,叶片边缘优化后差速泵腔内流体对传动系统的周期性冲击明显减少。

表1 差速泵吸排交替工况与转矩峰值对比关系

Tab. 1 Contrastive relationship between suction and exhaust alternating conditions and peak torque of differential pump

差速泵工况	第1、3腔	
	吸液、 排液切换	1、3腔 排液、 吸液切换
工况位置	①	②
叶轮1	优化前仿真转矩峰值/(N·m)	92.32
	优化后仿真转矩峰值/(N·m)	72.40
	转矩峰值下降百分比/%	21.58
叶轮2	优化前仿真转矩峰值/(N·m)	-85.41
	优化后仿真转矩峰值/(N·m)	-52.64
	转矩峰值下降百分比/%	38.37

3 不同叶轮边缘的转矩特性试验

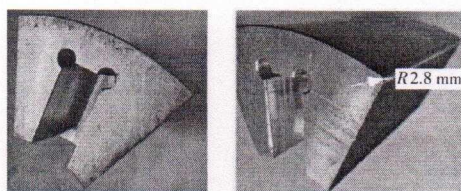
为证实仿真结果,在试验台上进行叶轮边缘优化前后的转矩特性试验研究。试验台架的动力驱动为5.5 kW的电机,通过变频器进行调速控制,变频器设定输入轴转速为90 r/min,电机和差速泵之间安装转速测量传感器、扭矩仪,在差速泵输入轴安装

应变片和数据采集及信号发射器等装置, 试验用差速泵台架如图 8、9 所示。



图 8 差速泵转矩特性试验台

Fig. 8 Test-bed for torque characteristics of differential pump



(a) 优化前 (b) 优化后
图 9 差速泵试验用叶轮的叶片

Fig. 9 Blades of impellers for differential pump test

选用必创科技 TQ201 型无线传感器, 分辨率为 16 bit, 使用 BUTTERWORTH 型抗混叠滤波器, 同步精度 1 ms, 选用 BE120-3AA 型铂式电阻应变片, 测量精度为 0.1 级, 配套的软件为 Beedata 软件, 该测试系统的最高采样频率为 500 Hz, 进行触发采集。运用惠斯通全桥应变片连接方式, 分别接入无线传感器 Vexc、Gnd、Sens、S+ 和 S-。为了抵消温变影响, 应变片的敏感栅方向和轴方向是 45° 和 135°, 如图 10 所示。



图 10 无线传感器和应变片的安装位置

Fig. 10 Installation location of wireless sensor and strain gauge

把传感器节点、电池和应变片固定在差速泵的输入轴上, 直接测量差速泵输入轴的微应变, 将数据实时无线传输到网关, 实时记录轴的微应变变化规律, 再通过转矩和应变的关系计算得到转矩。试验台分别测试叶轮 1 和叶轮 2 边缘优化前后的转矩, 实测转矩如图 11 所示。

图 11 所示的工况位置①、②, 叶轮 1 在优化前, 输入轴转矩在容积腔工况交替时, 存在明显的转矩突变现象, 由于水锤效应引起的转矩峰值可达正常

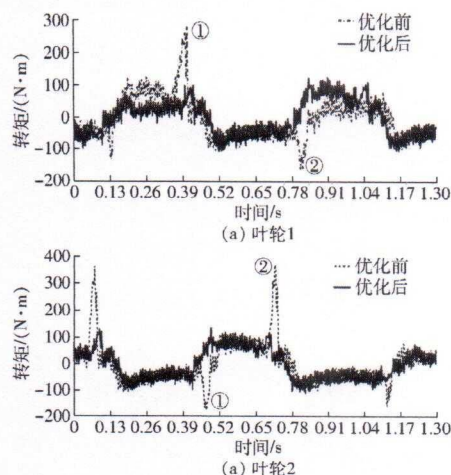


图 11 优化前、后输入轴转矩实测值对比

Fig. 11 Comparison of measured torque of input shaft before and after optimization

转矩的 5 倍以上。叶轮 2 在优化前, 在容积腔工况交替时转矩峰值可达正常转矩的 7 倍以上。实测数据显示叶轮 1 和叶轮 2 存在转矩差异, 主要由于输入轴(轴套和轴)的设计及叶轮安装方式不同, 因此在瞬态冲击上有差异, 但是不影响转矩突变现象的揭示。叶轮 1、2 在优化后, 转矩突变得明显的改善, 转矩峰值可降低到正常转矩的 1.5 倍以下, 实测转矩结果说明, 叶轮边缘优化对改善差速泵水锤效应, 减少差速泵周期性冲击具有明显作用。

根据表 2 可知, 叶轮 1、2 在优化前, 转矩的仿真值和试验值差异较大, 最大转矩试验值是仿真值的 3 倍, 转矩最大变化幅度是仿真值的 2 倍。主要原因是叶轮在优化前, 差速泵存在明显的水锤效应, 造成腔内流体对叶轮的激振力, 引起非圆齿轮传动系统严重的扭振冲击, 增加了转矩峰值。此外差速泵在实际制造及安装过程中, 制造及装配误差会造成非圆齿轮副的齿侧间隙, 键与键槽的间隙, 变速旋转中会增加额外冲击力。但是转矩的试验值和仿真值随工况变化趋势是一致的, 转矩方差较为接近。叶轮 1、2 在优化后, 差速泵水锤效应明显减弱, 传动系统的扭振冲击减少, 2 个叶轮优化后转矩最大变化幅度平均降低 51.20%, 转矩的试验值和仿真值比较接近, 转矩最大值是仿真值的 1.5 倍左右, 转矩最小值是仿真值的 1.2 倍左右, 转矩试验值比仿真值略高, 这是因为理论计算时将各运动部件作为纯刚体处理, 而在实际运转时, 各部件会发生一定程度的变形, 在转矩正负交替作用下, 传动系统将产生扭振冲击, 因此测试值相比仿真值略高一些。从转矩交替规律和峰值转矩出现位置看, 仿真结果与实际试验结果基本吻合, 差速泵的数值计算结果是可信的。

表2 边缘优化前后输入轴转矩仿真和试验结果特征值比较

Tab.2 Comparisons of torque characteristics of input shaft before and after edge optimization of impellers

	状态	试验方法	转矩最大值/ (N·m)	转矩最小值/ (N·m)	转矩最大变化幅度/ (N·m)	转矩方差/ (N ² ·m ²)
叶轮1	优化前	试验	281.64	-158.26	439.90	4 486.12
		仿真	92.32	-117.46	209.78	4 522.61
	优化后	试验	126.53	-107.33	233.86	3 162.59
		仿真	83.82	-105.70	189.52	3 715.15
叶轮2	优化前	试验	368.33	-175.52	543.85	6 288.57
		仿真	131.78	-91.58	223.36	4 659.54
	优化后	试验	135.83	-105.89	241.72	3 312.07
		仿真	87.17	-84.69	171.86	3 941.27

4 结论

(1) 建立了差速泵数值计算模型, 利用 Workbench 平台进行差速泵和非圆齿轮传动系统的流固耦合仿真, 分析差速泵不同叶轮边缘对差速泵水锤效应影响, 从仿真结果看, 叶轮顶部边缘的优化有利于降低差速泵水锤效应, 腔内流体对传动系统的周期性冲击峰值至少降低 21.58%。

(2) 为验证仿真结果, 搭建差速泵转矩特性试

验台, 运用惠斯通全桥应变片连接和无线传感器及网关技术, 采集差速泵输入轴和轴套的转矩变化规律。

(3) 试验结果显示, 转矩仿真值和试验值随工况变化趋势及突变出现的时间点一致, 验证了数值计算分析方法的正确性。叶轮边缘优化后, 测试转矩最大变化幅度平均降低 51.20%, 表明叶轮顶部边缘优化有利于差速泵进一步减弱水锤效应, 可为优化差速泵结构、减振降噪提供方法。

参 考 文 献

- [1] 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)
- [2] 庄腾飞, 杨学军, 董祥, 等. 大型自走式喷雾机喷杆研究现状及发展趋势分析 [J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(增刊): 189-198.
ZHUANG Tengfei, YANG Xuejun, DONG Xiang, et al. Research status and development trend of large self-propelled sprayer booms [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(Supp.): 189-198. http://www.jcsam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=2018s025&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.S0.025. (in Chinese)
- [3] 崔龙飞, 薛新宇, 丁素明, 等. 双钟摆主被动悬架式大型喷雾机喷杆动力学仿真与试验 [J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(2): 82-90.
CUI Longfei, XUE Xinyu, DING Suming, et al. Modeling and simulation of dynamic behavior of large spray boom [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(2): 82-90. http://www.jcsam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20170211&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2017.02.011. (in Chinese)
- [4] AJAY S, JOHN P F, TIMOTHY P M, 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.
- [5] JULIAN S H, VICTOR J R, FRANCISCO P, et al. Comparative spray deposits by manually pulled trolley sprayer and a spray gun in greenhouse tomato crops [J]. Crop Protection, 2012, 31(1): 119-124.
- [6] 徐高欢, 陈建能, 董志鹏. 混合高阶傅里叶非圆齿轮驱动的差速泵多目标参数优化 [J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(1): 383-390.
XU Gaohuan, CHEN Jianneng, TONG Zhipeng. Multi-objective optimization of the mixed high order Fourier non-circular gear-driven differential pump [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(1): 383-390. http://www.jcsam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160153&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.01.053. (in Chinese)
- [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] 陈明, 张勇, 曾进锋, 等. 转动导杆一齿轮机构驱动叶片差速泵 [J]. 机械工程学报, 2006, 42(增刊): 54-58.

- 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.): 54-58. (in Chinese)
- [6] 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)
- [10] 张展, 曾建峰, 邢淮阳. 泵的设计与应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2015: 5-12.
- [11] 柴立新. 泵选用手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2009: 1-20.
- [12] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. GB/T 29531—2013 泵的振动测量与评价方法 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2013.
- [13] LANGLHJEM M A. A numerical study of flow-induced noise in a two-dimensional centrifugal pump, part I: hydrodynamics [J]. J. Fluid and Structures, 2004, 19 (3): 349-368.
- [14] OUYANG Xiaoping, FANG Xu, YANG Huayong. An investigation into the swash plate vibration and pressure pulsation of piston pumps based on full fluid-structure interactions [J]. Zhejiang Univ.-Sci. A (Appl. Phys. & Eng.), 2016, 17 (3): 202-214.
- [15] 施卫东, 徐燕, 张启华. 基于流固耦合的多级潜水泵叶轮结构强度分析 [J/OI]. 农业机械学报, 2013, 44 (5): 70-73, 100.
- SHI Weidong, XU Yan, ZHANG Qihua, et al. Structural strength analysis of multistage submersible pump impeller based on fluid-structure interaction [J/OI]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44 (5): 70-73, 100. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20130514&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-4298.2013.05.014. (in Chinese)
- [16] 李伟, 杨勇飞, 施卫东, 等. 基于双向流固耦合的混流泵叶轮力学特性研究 [J/OI]. 农业机械学报, 2015, 46 (12): 82-88.
- LI Wei, YANG Yongfei, SHI Weidong, et al. Mechanical properties of mixed-flow pump impeller based on bidirectional fluid-structure interaction [J/OI]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46 (12): 82-88. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20151212&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-4298.2015.12.012. (in Chinese)
- [17] 袁寿其, 徐宇平, 张金凤, 等. 流固耦合作用对螺旋离心泵流场影响的数值分析 [J/OI]. 农业机械学报, 2013, 44 (1): 38-42, 47.
- YUAN Shouqi, XU Yuping, ZHANG Jinfeng, et al. Numerical analysis for effect of fluid-structure interaction on flow field in screw centrifugal pump [J/OI]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44 (1): 38-42, 47. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20130108&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-4298.2013.01.008. (in Chinese)
- [18] BENRA F K, DOHMEN H J. Comparison of pump impeller orbit curves obtained by measurement and FSI simulation [C] // ASME PVP2007, San Antonio, Texas, 2007.
- [19] KATO C, YAMADE Y, WANG Hong, et al. Prediction of the noise from a multi-stage centrifugal pump [C] // ASME FEDSM2005, Houston, Texas, PART B: 1273-1280.
- [20] XU Gaohuan, CHEN Jianneng, ZHAO Huacheng. Numerical calculation and experiment of coupled dynamics of the differential velocity vane pump driven by the hybrid high order Fourier non-circular gears [J]. Journal of Thermal Science, 2018, 27 (3): 285-293.
- [21] 徐高欢, 陈建能, 张国凤. 傅里叶非圆齿轮驱动四叶片差速泵设计与特性分析 [J/OI]. 农业机械学报, 2014, 45 (12): 80-87.
- XU Gaohuan, CHEN Jianneng, ZHANG Guofeng. Design and performance analysis of Fourier non-circular gear-driven differential pump [J/OI]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45 (12): 80-87. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20141213&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-4298.2014.12.013. (in Chinese)
- [22] 张洪才, 刘宪伟, 孙长青, 等. ANSYS Workbench14.5 数值模拟工程实例解析 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2013.
- [23] 江伟, 郭涛, 李国君, 等. 离心泵流场流固耦合数值模拟 [J/OI]. 农业机械学报, 2012, 43 (9): 53-56, 42.
- JIANG Wei, GUO Tao, LI Guojun, et al. Numerical calculation on flow field in centrifugal pump based on fluid-structure interaction theorem [J/OI]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43 (9): 53-56, 42. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20120911&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-4298.2012.09.011. (in Chinese)
- [24] EATON M, KEOGH P S, EDGE K A. The modeling, prediction and experimental evaluation of gear pump meshing pressures with particular reference to aero-engine fuel pumps [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part I Journal of Systems and Control Engineering, 2008, 220 (5): 365-379.

变性高阶比傅里叶非圆齿轮驱动差速泵设计与试验

徐高欢 刘 武 谢荣盛

(浙江水利水电学院机械与汽车工程学院, 杭州 310018)

摘要: 为进一步提高差速泵性能, 提出了一种变性高阶比傅里叶非圆齿轮驱动的六叶片差速泵。建立了变性高阶比傅里叶非圆齿轮传动模型和六叶片差速泵性能指标计算模型, 编写差速泵性能分析软件。计算和分析不同阶数比和不同变性系数下的差速泵排量、流量和脉动率等性能, 计算结果表明, 高阶数比非圆齿轮副有利于提高六叶片差速泵综合性能, 变性系数改变有利于降低单泵脉动率。经试验台测试, 在相同泵尺寸及管路环境下, 变性高阶比差速泵第一叶轮输入轴微应变均值下降 35.2%, 降低了差速泵流量脉动。而非圆齿轮的不根切最大模数增加 27.7%, 增强了承载能力。排量变化不大, 降低了 1.2%。该设计更有利于低脉动、大载荷工况。

关键词: 傅里叶非圆齿轮; 变性; 高阶比; 差速泵; 设计; 试验

中图分类号: TH132.424; TH32 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-4298(2019)02-0384-09

Design and Experiment of Six-blade Differential Pump Driven by Denatured Higher Order Ratio Fourier Non-circular Gear Pairs

XU Gaohuan LIU Wu XIE Rongsheng

(School of Mechanical and Automotive Engineering, Zhejiang University of Water Resources and Electric Power, Hangzhou 310018, China)

Abstract: In order to improve the performance of differential pumps, a six-blade differential pump driven by denatured higher order ratio Fourier non-circular gear pairs was proposed. The denatured Fourier non-circular gear transmission model and the performance calculation model of the six blade differential pump were established, and the differential pump performance analysis software was compiled. The differential pump displacement, flow rate and pulsation rate were calculated at different order ratios and different denaturalization coefficients. The results showed that high order ratio was beneficial to improving the performance of six-blade differential pump, and the change of denaturation coefficient was beneficial to reducing the pulsation rate of single pump. The performance of the six-blade differential pump proposed was better than that driven by the ordinary Fourier non-circular gear pairs. In the same pump shell size and pipeline environment, the micro-strain of input shaft of the first impeller of single pump was reduced by 35.2%. It was indicated that the pulsation rate of differential pump would be decreased. The maximum modulus was increased by 27.7%, the displacement of the differential pump was reduced by 1.2%. The design was more conducive to low pulsation and large load conditions.

Key words: Fourier non-circular gear; denatured; high order ratio; differential pump; design; experiment

0 引言

差速泵是一种新型的容积泵, 可以替代大型植保机械常用的柱塞泵、隔膜泵^[1-3], 满足大排量

和低脉动率的要求, 提高施药效果^[4-7]。差速泵的工作原理是通过相邻叶片周期性的差速转动, 驱动密闭容积腔周期性变化和周向转移, 实现差速泵吸液和排液功能^[8]。根据叶片的驱动方式不

收稿日期: 2018-12-10 修回日期: 2018-12-30

基金项目: 国家自然科学基金项目(51305403、51675486)、浙江省基础公益研究计划项目(LGG18E050004)、浙江省自然科学基金项目(LY15E050026)和浙江省中青年学术带头人培养项目

作者简介: 徐高欢(1980—), 男, 副教授, 博士, 主要从事现代农业装备研究, E-mail: 6787135@qq.com

同,目前差速泵主要有转动导杆-齿轮式差速泵^[9]、万向节齿轮机构驱动差速泵^[10]、非圆齿轮驱动差速泵^[11]3种类型。转动导杆-齿轮式差速泵和万向节齿轮机构驱动差速泵由于存在驱动机构较大的冲击、噪声等缺点逐渐被淘汰,而非圆齿轮驱动机构因有较好的运动学和动力学特性^[12-14],成为差速泵的主要驱动形式。目前较好的驱动机构是傅里叶非圆齿轮驱动机构,傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵综合性能已经优于偏心圆-非圆齿轮驱动的差速泵^[15-17],但是通过数值计算和样机试验,经过建模分析,非圆齿轮副的高阶比和节曲线的变性系数可以有效改善傅里叶非圆齿轮驱动六叶片差速泵的性能。

本文提出变性高阶比傅里叶非圆齿轮驱动的六叶片差速泵,对其进行建模、计算软件编写、计算结果分析、试验及性能对比,以得到更优的差速泵驱动方式。

1 变性高阶比傅里叶非圆齿轮驱动的六叶片差速泵计算模型

1.1 六叶片差速泵基本结构和工作原理

高阶比非圆齿轮是指主、从非圆齿轮的阶数比大于1的非圆齿轮副(如阶数比为2:1、3:2、4:3等)。变性是指对节曲线极角进行分段处理,变性系数使节曲线具有局部变形能力^[3]。变性高阶比傅里叶非圆齿轮驱动的六叶片差速泵主要由变性高阶比傅里叶非圆齿轮副和六片差速叶轮组成,如图1所示。

以6阶对3阶变性傅里叶非圆齿轮驱动的六叶片差速泵为例,6阶的第一、第二变性傅里叶非圆齿轮同轴安装,安装角相差30°,节曲线参数相同,作匀速转动,分别驱动3阶第一、第二从动非圆齿轮,带动相连接的第一叶轮和第二叶轮作周期性差动周转,B、D、F腔处于吸液口1、2、3时,第一叶轮转速快于第二叶轮,B、D、F腔容积增大,吸入液体;此时A、C、E腔容积减小,分别从排液口1、2、3排出液体;从动非圆齿轮带动叶轮周转,驱动B、D、F腔内液体逆时针转移,分别转到排液口2、3、1,根据设计的运动规律,此时这3个腔体的容积开始减小,液体在这里排出;A、C、E腔将转到吸液口,腔体的容积开始增大,吸入液体。上述过程不断重复,实现容积泵功能^[8]。

1.2 变性傅里叶非圆齿轮的基本数学模型

变性傅里叶非圆齿轮节曲线在一个周期内的方程为^[9-20]

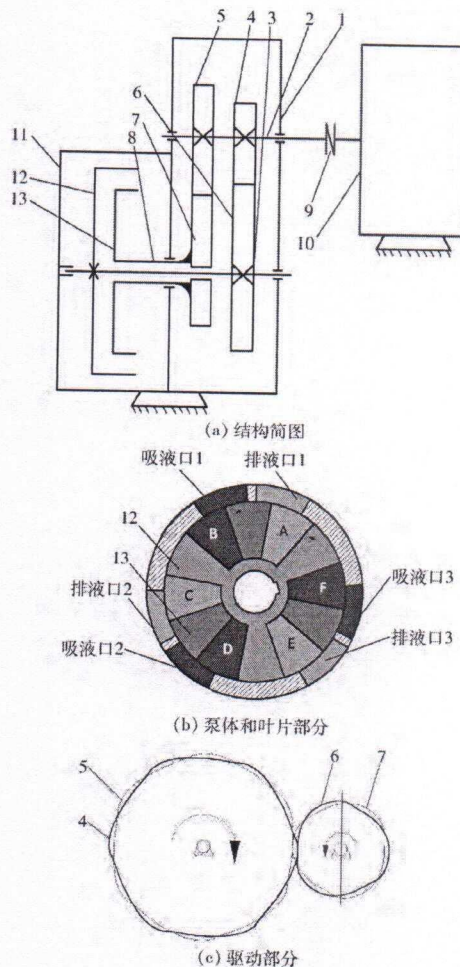


图1 6:3阶变性傅里叶非圆齿轮驱动的差速泵简图

Fig. 1 Diagrams of six-blade differential pump driven by denatured 6:3 ratio Fourier non-circular gear pairs

1. 齿轮箱 2. 输入轴 3. 输出轴 4. 第一变性傅里叶非圆齿轮
5. 第二变性傅里叶非圆齿轮 6. 第一从动非圆齿轮 7. 第二从动非圆齿轮 8. 轴套 9. 联轴器 10. 电机 11. 泵体 12. 第一叶轮 13. 第二叶轮

$$\begin{cases} r_{11} = a_0 + a_1 \cos(n_1 m_{11} \varphi_1) + b_1 \sin(n_1 m_{11} \varphi_1) + \\ a_2 \cos(2n_1 m_{11} \varphi_1) + b_2 \sin(2n_1 m_{11} \varphi_1) & (0 \leq \varphi_1 \leq \frac{\pi}{n_1 m_{11}}) \\ r_{12} = a_0 + a_1 \cos\left(n_1 m_{12} \left(\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1\right)\right) + \\ b_1 \sin\left(n_1 m_{12} \left(\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1\right)\right) + a_2 \cos\left(2n_1 m_{12} \left(\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1\right)\right) + \\ b_2 \sin\left(2n_1 m_{12} \left(\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1\right)\right) & \left(\frac{\pi}{n_1 m_{11}} < \varphi_1 \leq \frac{2\pi}{n_1}\right) \end{cases} \quad (1)$$

式中 n_1 ——节曲线阶数

m_{11}, m_{12} ——节曲线的变性系数

a_0, a_1, b_1, a_2, b_2 ——傅里叶函数的参数

已知主动变性傅里叶非圆齿轮节曲线方程为 $r_1 = r_1(\varphi_1)$, 变性傅里叶非圆齿轮副中心距为 a , 则

传动比函数为

$$i_{12} = f(\varphi_1) = \frac{r_2(\varphi_1)}{r_1(\varphi_1)} = \frac{a - r_1(\varphi_1)}{r_1(\varphi_1)} =$$

$$\begin{cases} \frac{a - (a_0 + a_1 \cos(n_1 m_{11} \varphi_1) + b_1 \sin(n_1 m_{11} \varphi_1) + a_2 \cos(2n_1 m_{11} \varphi_1) + b_2 \sin(2n_1 m_{11} \varphi_1))}{a_0 + a_1 \cos(n_1 m_{11} \varphi_1) + b_1 \sin(n_1 m_{11} \varphi_1) + a_2 \cos(2n_1 m_{11} \varphi_1) + b_2 \sin(2n_1 m_{11} \varphi_1)} & (0 \leq \varphi_1 \leq \frac{\pi}{n_1 m_{11}}) \\ \frac{a - (a_0 + a_1 \cos(n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1)) + b_1 \sin(n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1)) + a_2 \cos(2n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1)) + b_2 \sin(2n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1)))}{a_0 + a_1 \cos(n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1)) + b_1 \sin(n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1)) + a_2 \cos(2n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1)) + b_2 \sin(2n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1))} & (\frac{\pi}{n_1 m_{11}} < \varphi_1 \leq \frac{2\pi}{n_1}) \end{cases} \quad (2)$$

主动非圆齿轮节曲线方程 $r_1(\varphi_1)$ 、中心距 a 和传动比 i_{12} 之间的关系可以表达为

$$r_1(\varphi_1) = \frac{a}{1 + i_{12}} = \frac{a}{1 + f(\varphi_1)} \quad (3)$$

从动非圆齿轮节曲线方程为

$$r_2 = a - r_1(\varphi_1) = \frac{a i_{12}}{1 + i_{12}} =$$

$$\begin{cases} a - (a_0 + a_1 \cos(n_1 m_{11} \varphi_1) + b_1 \sin(n_1 m_{11} \varphi_1) + a_2 \cos(2n_1 m_{11} \varphi_1) + b_2 \sin(2n_1 m_{11} \varphi_1)) & (0 \leq \varphi_1 \leq \frac{\pi}{n_1 m_{11}}) \\ a - (a_0 + a_1 \cos(n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1)) + b_1 \sin(n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1)) + a_2 \cos(2n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1)) + b_2 \sin(2n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1))) & (\frac{\pi}{n_1 m_{11}} < \varphi_1 \leq \frac{2\pi}{n_1}) \end{cases} \quad (4)$$

主动和从动非圆齿轮转角关系为

$$\varphi_2 = \int_0^{\varphi_1} \frac{1}{i_{12}} d\varphi_1 = \int_0^{\varphi_1} \frac{r_1(\varphi_1)}{a - r_1(\varphi_1)} d\varphi_1 \quad (5)$$

对于从动非圆齿轮节曲线, 封闭的条件要求从动非圆齿轮在一个旋转周期 $T = 0 \sim 2\pi$ 范围内, i_{12} 和 r_2 的变化周期为 $T_2 = \frac{T}{n_2}$, 且 $T = 0$ 和 $T = 2\pi$ 时的 r_2

相等。在 i_{12} 的一个周期内, 当主动轮的转角为 $\frac{T}{n_1}$,

从动轮的转角为 $\frac{T}{n_2}$, 即在主动非圆齿轮旋转一周从动非圆齿轮转角为

$$\varphi_2 = \int_0^{\frac{2\pi}{n_1}} \frac{1}{i_{12}} d\varphi_1 = \int_0^{\frac{2\pi}{n_1}} \frac{r_1(\varphi_1)}{a - r_1(\varphi_1)} d\varphi_1 = \frac{2\pi}{n_2} \quad (6)$$

根据节曲线表达式和转角关系得变型傅里叶非圆齿轮节曲线封闭条件^[21-22]

$$\frac{2\pi}{n_2} = \int_0^{\frac{2\pi}{n_1}} \frac{r_1(\varphi_1)}{a - r_1(\varphi_1)} d\varphi_1 = \int_0^{\frac{\pi}{n_1 m_{11}}} \frac{a_0 + a_1 \cos(n_1 m_{11} \varphi_1) + b_1 \sin(n_1 m_{11} \varphi_1) + a_2 \cos(2n_1 m_{11} \varphi_1) + b_2 \sin(2n_1 m_{11} \varphi_1)}{a - (a_0 + a_1 \cos(n_1 m_{11} \varphi_1) + b_1 \sin(n_1 m_{11} \varphi_1) + a_2 \cos(2n_1 m_{11} \varphi_1) + b_2 \sin(2n_1 m_{11} \varphi_1))} d\varphi_1 +$$

$$\int_{\frac{\pi}{n_1 m_{11}}}^{\frac{2\pi}{n_1}} \frac{a_0 + a_1 \cos(n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1)) + b_1 \sin(n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1)) + a_2 \cos(2n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1)) + b_2 \sin(2n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1))}{a - (a_0 + a_1 \cos(n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1)) + b_1 \sin(n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1)) + a_2 \cos(2n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1)) + b_2 \sin(2n_1 m_{12} (\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1)))} d\varphi_1 \quad (7)$$

1.3 六叶片差速泵排量、流量和不根切最大模数计算模型

为计算方便, 叶片展角为 30° , 根据六叶片差速泵工作原理, 六叶片差速泵的排量为^[15]

$$V = 18(V_{\max} - V_{\min}) = 9 \times 10^{-3} h (\Delta\psi_{\max} - \Delta\psi_{\min}) (R^2 - r^2) \quad (8)$$

式中 $\Delta\psi_{\min}$ ——两叶片最小张角, rad

$V_{\min}$ ——封闭腔最小容积, mL

$\Delta\psi_{\max}$ ——相邻两叶片最大张角, rad

$V_{\max}$ ——封闭腔最大容积, mL

R ——叶片半径, mm

r ——叶轮轴半径, mm

h ——叶片厚度, mm

六叶片差速泵的瞬时流量为

$$q = \frac{dV}{dt} = 10^{-3} h (R^2 - r^2) \left| \frac{d\psi_1}{dt} - \frac{d\psi_2}{dt} \right| = 10^{-3} h \omega (R^2 - r^2) |i_{21} - i_{43}| \quad (9)$$

其中

$$\omega = \frac{d\varphi_1}{dt}$$

式中 V ——单泵排液腔容积变化量, mL

φ_1 ——第一变型傅里叶非圆齿轮瞬时转角, rad

ω ——输入轴角速度, rad/s

ψ_1 ——第一叶轮转角, rad

ψ_2 ——第二叶轮转角, rad

i_{21} ——第一从动非圆齿轮与第一变型傅里叶非圆齿轮转速比

i_{43} ——第二从动非圆齿轮与第二变型傅里叶非圆齿轮转速比

为降低瞬时流量脉动率, 通常需要2个六叶片差速泵并联使用, 并联的两个差速泵相位差为 30° , 双泵并联的瞬时流量为

$$q_2 = \frac{dV_2}{dt} =$$

$$10^{-3} h \omega (R^2 - r^2) \left(|i_{21}(\varphi_1) - i_{43}(\varphi_1)| + \left| i_{21}\left(\varphi_1 + \frac{\pi}{6}\right) - i_{43}\left(\varphi_1 + \frac{\pi}{6}\right) \right| \right) \quad (10)$$

式中 V_2 ——双泵排液腔容积变化量, mL

不产生根切时允许齿轮的最大模数 $m_{\max}$ 的条件为

$$m_{\max} \leq \frac{\rho_{\min} \sin^2 \alpha_0}{h_{\alpha_0}^*} \quad (11)$$

式中 α_0 ——齿条刀齿角

$h_{\alpha_0}^*$ ——非圆齿轮齿顶高系数

$\rho_{\min}$ ——非圆齿轮节曲线的最小曲率半径

当 $\alpha_0 = 20^\circ$, $h_{\alpha_0}^* = 1$ 时, 不产生根切时允许齿轮的最大模数 $m_{\max}$ 为

$$m_{\max} = 0.117 \rho_{\min} \quad (12)$$

1.4 六叶片差速泵设计计算软件

根据建立的变型高阶比傅里叶非圆齿轮驱动差速泵计算模型, 采用 Matlab 编写性能分析软件, 如图2所示。

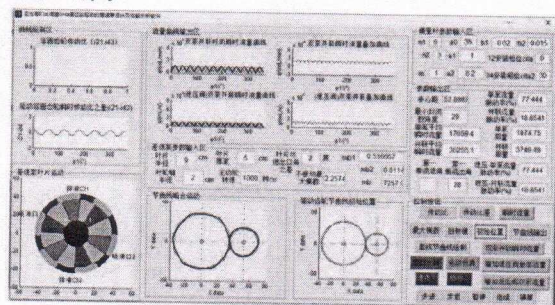


图2 变型高阶比傅里叶非圆齿轮驱动差速泵设计及性能分析软件

Fig.2 Design and performance analysis software of differential pump driven by Fourier non-circular gear

通过 GUI 人机交互界面, 可以调整节曲线各参数, 主要有傅里叶函数的参数 $a_0, a_1, a_2, b_1, b_2, n_1, n_2$ 、节曲线变型系数和泵结构参数。通过该软件可分析差速泵的流量脉动率、流量、排量和不同根切最大模数等性能。

2 变型高阶比傅里叶非圆齿轮驱动的六叶片差速泵参数关联性

2.1 阶数比对六叶片差速泵性能的影响

节曲线阶数比直接影响传动比周期, 再根据六叶片差速泵相关计算模型, 非圆齿轮传动比周期将影响差速泵进出口分布、排量、瞬时流量和非圆齿轮不同根切最大模数等。根据数学模型, 六叶片差速泵的从动非圆齿轮为3阶, 因此本文以3阶从动非圆齿轮为基础, 选择性能较好的傅里叶参数, 逐级改变阶数比, 阶数比变化范围为1:3~6:3, 叶轮外半径为90 mm, 叶轮轴半径为20 mm, 叶片厚度为50 mm, 进出口和叶片角角度差 2° , 输入轴转速1000 r/min, 双泵并联相位相差 30° , 分析阶数比变化对单泵和双泵的脉动率、排量、不同根切最大模数和泵结构的影响, 对应的节曲线形状如图3所示, 差速泵性能比较如表1所示。

(1) 当节曲线阶数比为1:3, 主动节曲线和从动节曲线为凸, 此时不同根切最大模数为1.62 mm, 处于中等水平, 该值越大说明齿轮承载能力越大。单泵脉动率为155.6%, 双泵并联脉动率为25.0%, 相比其他六叶片差速泵的脉动率偏高, 流量恒定性不理想, 而双泵并联排量为8224.6 mL, 是不同阶数比的六叶片差速泵中排量最大的。

(2) 在傅里叶参数不变情况下, 设置节曲线阶数比为2:3, 此时主动节曲线和从动节曲线出现凹的现象, 不同根切最大模数为0.68 mm, 节曲线不同根切最大模数小于1.5 mm, 不符合传动设计要求, 根据经验方法, 传动齿轮模数是中心距的0.02倍以上, 而傅里叶非圆齿轮副的中心距一般是 a_0 的2倍, a_0 取值为35, 则根据标准模数表 $m_{\max}$ 须大于1.5 mm。因此模数0.68 mm不能用于承载传动。为了让傅里叶节曲线凸, 调整节曲线参数为 $a_1 = 5, a_2 = 1$, 不同根切最大模数提高到1.98 mm, 此时单泵脉动率为158.0%, 双泵并联脉动率为31.1%, 脉动率处于高位, 不利于流量恒定, 容易产生较大流体噪声, 此时排量下降为5563.8 mL。

(3) 傅里叶参数不变, 当节曲线阶数比为3:3, 此时不同根切最大模数为1.29 mm, 小于传动设计标准1.5 mm, 为此调节傅里叶参数 $a_1 = 2, a_2 = 1$, 该参

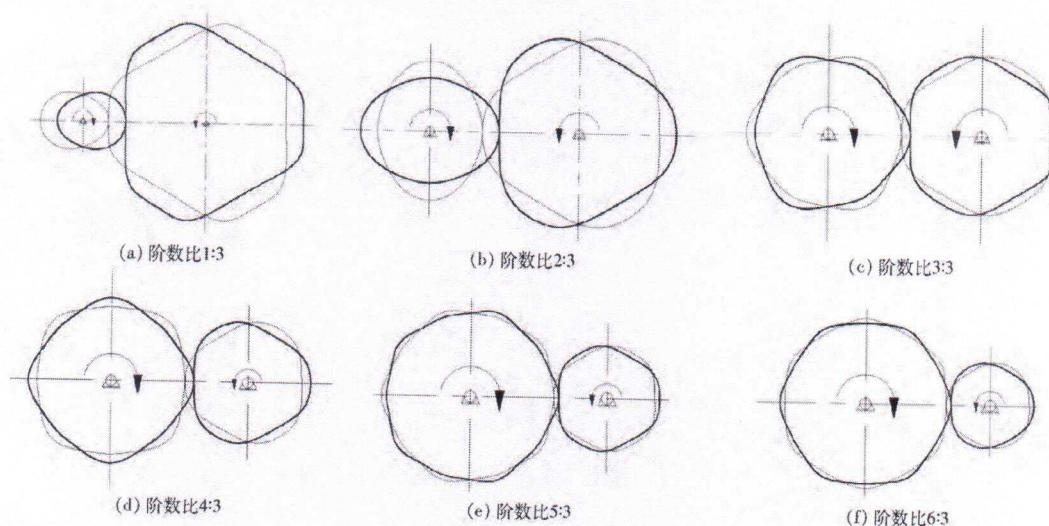


图3 不同阶数比的(凸)节曲线

Fig. 3 Curves (convex) with different order ratios

表1 节曲线阶数比变化对单泵和双泵的脉动率、排量和不根切最大模数的影响比较

Tab. 1 Comparisons of effects of different order ratios of curves on pulsation rate, displacement and maximum modulus of single and double pumps

编号	傅里叶参数	节曲线阶数	节曲线 凹凸	单泵 脉动率/%	双泵并联 脉动率/%	双泵并 联排量/mL	不根切最大 模数/mm	最小封闭 腔角/(°)
1	$a_0 = 35; a_1 = 10;$ $a_2 = 5; b_1 = 0.02;$ $b_2 = 0.15$	$n_1 = 1$ $n_2 = 3$ (低阶比)	主动: 凸 从动: 凸	155.6	25.0	8 224.6	1.62	22
2	$a_0 = 35; a_1 = 10;$ $a_2 = 5; b_1 = 0.02;$ $b_2 = 0.15$	$n_1 = 2$ $n_2 = 3$ (低阶比)	主动: 凹 从动: 凹	161.3	16.4	5 563.8	0.68	14
3	$a_0 = 35; a_1 = 5;$ $a_2 = 1; b_1 = 0.02;$ $b_2 = 0.15$	$n_1 = 3$ $n_2 = 3$ (等阶比)	主动: 凸 从动: 凸	158.0	31.1	5 563.8	1.98	14
4	$a_0 = 35; a_1 = 5;$ $a_2 = 1; b_1 = 0.02;$ $b_2 = 0.15$	$n_1 = 3$ $n_2 = 3$ (等阶比)	主动: 凸 从动: 微凹	159.6	29.9	4 596.2	1.29	22
5	$a_0 = 35; a_1 = 2;$ $a_2 = 1; b_1 = 0.02;$ $b_2 = 0.15$	$n_1 = 3$ $n_2 = 3$ (等阶比)	主动: 凸 从动: 凸	158.3	32.1	4 596.1	2.01	22
6	$a_0 = 35; a_1 = 2;$ $a_2 = 1; b_1 = 0.02;$ $b_2 = 0.15$	$n_1 = 4$ $n_2 = 3$ (高阶比)	主动: 微凹 从动: 微凹	119.1	24.7	3 991.4	1.47	27
7	$a_0 = 35; a_1 = 2;$ $a_2 = 0.5; b_1 = 0.02;$ $b_2 = 0.15$	$n_1 = 4$ $n_2 = 3$ (高阶比)	主动: 凸 从动: 凸	118.2	26.7	3 991.4	1.95	27
8	$a_0 = 35; a_1 = 2;$ $a_2 = 0.5; b_1 = 0.02;$ $b_2 = 0.15$	$n_1 = 5$ $n_2 = 3$ (高阶比)	主动: 微凹 从动: 微凹	94.6	20.1	3 991.4	1.51	27
9	$a_0 = 35; a_1 = 1;$ $a_2 = 0.5; b_1 = 0.02;$ $b_2 = 0.15$	$n_1 = 5$ $n_2 = 3$ (高阶比)	主动: 凸 从动: 凸	93.5	21.6	3 991.4	1.97	27
10	$a_0 = 35; a_1 = 1;$ $a_2 = 0.2; b_1 = 0.02;$ $b_2 = 0.15$	$n_1 = 6$ $n_2 = 3$ (高阶比)	主动: 凸 从动: 凸	77.4	18.9	3 749.5	2.26	29

数下的不根切最大模数提高到 2.01 mm, 非圆齿轮的承载能力提高, 但是双泵并联脉动率提高到了 32.1%, 为最高脉动率, 容易产生大的流体噪声, 其排量下降到 4 596.1 mL, 整体性能不佳。

(4) 当节曲线阶数比为 4:3, 此时不根切最大模数为 1.47 mm, 小于传动设计标准 1.5 mm, 为此调节傅里叶参数 $a_1=2$ 、 $a_2=0.5$, 该参数下节曲线的不根切最大模数提高到 1.95 mm, 此时的单泵脉动率为 118.2%, 相比等阶比节曲线降低 25.3%, 双泵并联脉动率为 26.7%, 降低 16.8%, 因此节曲线的高阶比可以大幅度改善脉动率, 而排量的降幅较小, 双泵并联排量为 3 991.4 mL, 该值可以通过提高输入转速来改善。为此傅里叶非圆齿轮的高阶比是提高差速泵性能的重要途径。

(5) 当节曲线阶数比为 5:3, 此时节曲线出现微凹, 不根切最大模数为 1.51 mm, 该值处于设计临界值, 为提高非圆齿轮的承载能力, 调节傅里叶参数 $a_1=1$ 、 $a_2=0.5$, 不根切最大模数提高到 1.97 mm, 单泵脉动率为 93.5%, 双泵并联脉动率为 21.6%, 双泵并联排量为 3 991.4 mL, 表现出较好的差速泵性能。

(6) 当节曲线阶数比为 6:3, 主、从动非圆齿轮节曲线均为凸曲线, 不根切最大模数为 2.26 mm, 这是不同阶数比中的最高值, 非圆齿轮的承载力最优; 单泵脉动率为 77.4%, 双泵并联脉动率为 18.9%, 在凸节曲线中脉动率最低, 实现输出流量最恒定。双泵并联排量为 3 749.5 mL, 该值可以通过提高差速泵输入转速进一步提高。

通过对差速泵不同傅里叶非圆齿轮阶数比的性能比较, 傅里叶非圆齿轮的高阶比可以大幅度提高节曲线的不根切最大模数, 有效提高非圆齿轮的承

载能力。同时可以大幅度降低脉动率, 理论上可以降低流体噪声。因此高阶比是傅里叶非圆齿轮驱动差速泵性能提高的重要途径。

2.2 节曲线变性系数对六叶片差速泵性能的影响

节曲线变性系数的变化会影响驱动非圆齿轮的局部传动比, 根据计算模型, 传动比将影响齿轮的不根切最大模数、泵的进出口分布、瞬时流量、脉动率和排量等重要性能指标。为研究变性系数的影响, 节曲线的傅里叶参数不变, 逐步调节节曲线变性系数。本文以 6:3 阶数比为基础, 选择性能较好的高阶比傅里叶参数 $a_0=35$ 、 $a_1=1$ 、 $a_2=0.2$ 、 $b_1=0.02$ 、 $b_2=0.15$, 变性系数从 1.0 ~ 1.5 进行调节, 分析变性系数变化对单泵和双泵的脉动率、排量和不根切最大模数的影响, 如表 2 和图 4、5 所示。

表 2 不同变性系数时单泵和双泵的脉动率、排量和不根切最大模数

Tab. 2 Comparisons of effects of denatured coefficients on pulsation rate, displacement and maximum modulus of non-undercutting of single and double pumps

变性系数	单泵脉动率/%	双泵并联脉动率/%	双泵并联排量/mL	不根切最大模数/mm	最小封闭腔角/(°)
1.0	77.4	18.9	3 749.00	2.26	29
1.1	77.1	18.8	3 749.50	1.98	29
1.2	77.0	19.7	3 749.50	1.74	29
1.3	76.7	20.7	3 628.54	1.54	30
1.4	76.1	21.2	3 628.54	1.37	30
1.5	75.5	23.7	3 628.54	1.22	30

节曲线变性系数从 1.0 ~ 1.5 按 0.1 递增, 节曲线局部出现变形, 出现不对称特性, 如图 4 所示。单泵脉动率随变性系数增加而减小, 双泵并联脉动率呈现比例递增趋势, 具体趋势如图 5a、5b 所示。主要原

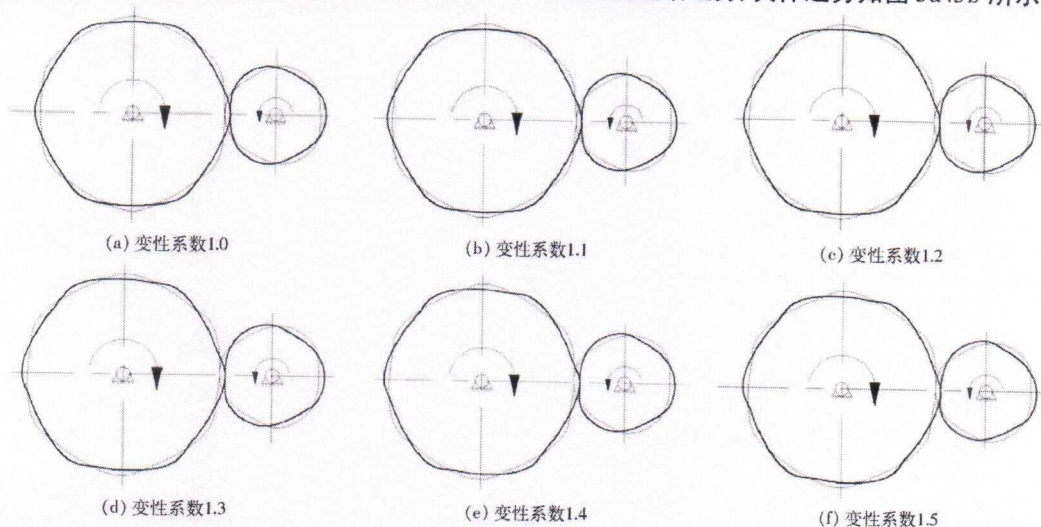


图 4 不同变性系数的节曲线

Fig. 4 Pitch curves with different denatured coefficients

因是节曲线变异性量增加,节曲线局部变形引起传动比改变,单泵流量曲线局部波动变小,单泵脉动率降低。而双泵脉动率提高,是因为节曲线的对称性变差,双泵叠加的最佳相位随变异性系数变化,而目前是 30° 固定相位,为此波峰和波谷没有最佳叠加,导致双泵脉动率随之递增。随节曲线变异性系数的递增,排量呈阶梯下降趋势,不根切最大模数呈比例递减趋势,具体

趋势如图5c、5d所示。排量减少主要原因是节曲线变异性引起进、出口位置变化,导致有效容积减少。不根切最大模数变小主要是局部变形引起节曲线最小曲率半径变小(图4),最终导致不根切最大模数按比例变小,为满足传动和承载的要求,节曲线变异性量不宜超过1.3,因此节曲线变异性系数在1.0~1.3可以作为差速泵设计和优化的参数之一。

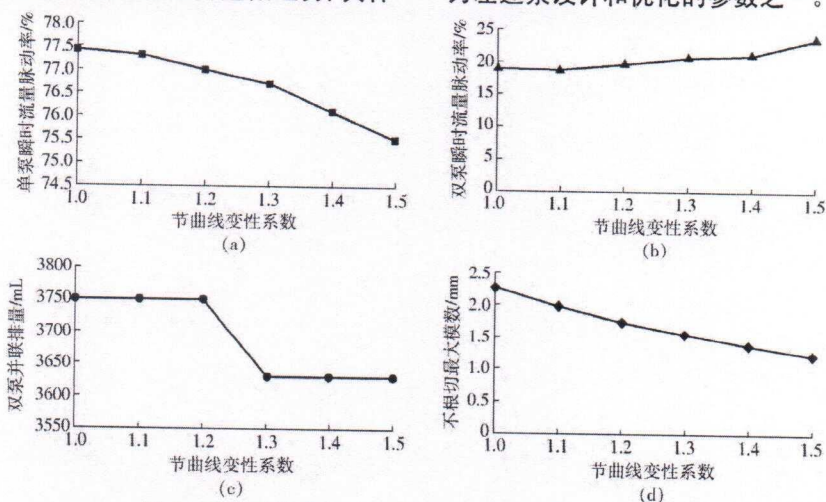


图5 变异性系数变化对单泵和双泵特性参数的影响趋势

Fig. 5 Influencing trends of variability coefficients on characteristic parameters of single and double pumps

3 不同傅里叶非圆齿轮驱动差速泵性能试验

变异性高阶比傅里叶非圆齿轮驱动的六叶片差速泵与普通傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵性能进行试验比较。为了具有可比性,六叶片和四叶片差速泵泵壳容积相同,选用经过四叶片差速泵多目标优化的傅里叶参数为基本节曲线参数^[14]。

差速泵试验台动力为5.5 kW电机,通过变频器进行调速控制,变频器设定输入轴转速为400 r/min,电机和差速泵之间安装转速测量传感器。由于泵源流量脉动无法使用流量计直接测量,只能采用间接测量

方法。经过试验发现,差速泵流量脉动引起的脉动压力对叶轮输入轴有周期性冲击作用,该作用会导致输入轴的微应变均值增大。因此在相同负载及管路环境下,叶轮输入轴的微应变均值可以用于间接比较不同差速泵泵源脉动强度。为此试验使用TQ201型无线传感器和应变片组成的惠斯通桥式电路测量差速泵第一叶轮输入轴的微应变,将数据实时无线传输到网关,采集软件记录第一叶轮输入轴的微应变数据点,再通过计算微应变均值间接反映差速泵流量脉动强度。试验台构建如图6~8所示,性能比较如表3所示。

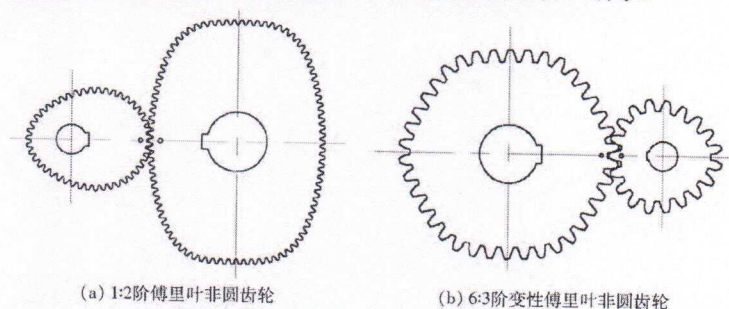


图6 试验用傅里叶非圆齿轮

Fig. 6 Fourier non-circular gears for test

如图6所示,6:3阶变异性傅里叶非圆齿轮和从动非圆齿轮更接近圆形,节曲线最小曲率半径更大,为此不根切最大模数较大,变异性系数为1.1时,相比1:2阶傅里叶非圆齿轮增加27.7%,单个轮齿可以

更厚实,有利于齿轮承载。六叶片设计增加了吸、排液次数,单次吸排叶片旋转角更小,如图9所示,六叶片差速泵在一个旋转周期的波峰和波谷数量增加,流量波动密集,相比四叶片差速泵由流量脉动引

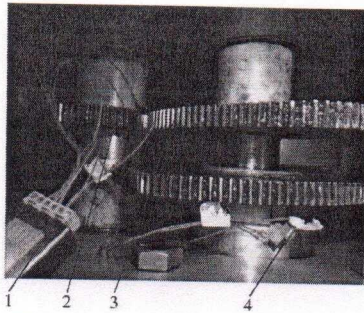


图7 驱动非圆齿轮及应变片安装

Fig. 7 Driving non-circular gear and strain sheet

1. TQ201 型无线传感器 2. 主动非圆齿轮 3. 从动非圆齿轮
4. 应变片桥式电路

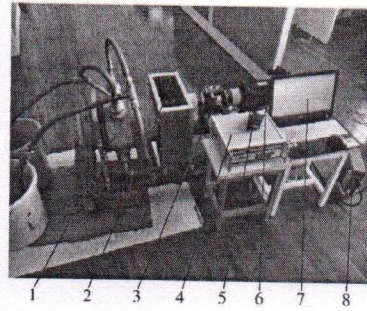


图8 非圆齿轮驱动差速泵试验台

Fig. 8 Differential pump test-bed

1. 泵体 2. 非圆齿轮箱 3. 扭矩仪 4. 数据采集仪 5. 无线网
关 6. 电机 7. 微应变采集软件 8. 变频器

表3 同等泵尺寸条件下傅里叶非圆齿轮驱动四叶片差速泵和六叶片差速泵性能试验比较

Tab. 3 Performance comparison of four-blade differential pump and six-blade differential pump under the same pump size

叶片数	节曲线阶数	变性系数	第一叶轮轴 微应变均值	排量/ ($L \cdot \min^{-1}$)	容积效率/ %	不根切最大 模数/mm	最小封闭 腔角度/(°)
4	$n_1 = 1$ $n_2 = 2$ (低阶比)	1.0	141.2	318.4	87	1.55	22
6	$n_1 = 6$ $n_2 = 3$ (高阶比)	1.1	91.5	314.7	89	1.98	29

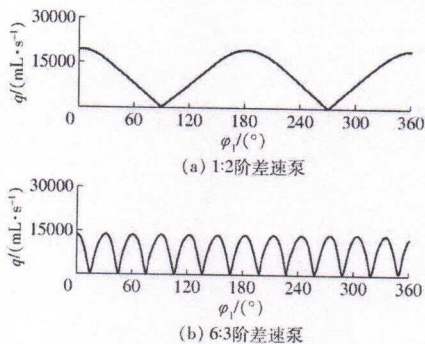


图9 瞬时流量曲线对比

Fig. 9 Comparison of instantaneous flow curves

起的第一叶轮输入轴微应变均值降低 35.2%，也反映差速泵脉动降低明显。而其排量变化不大，仅下降 1.2%。可见变性高阶比傅里叶非圆齿轮驱动的六叶片差速泵优于普通傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵。

4 结论

(1) 根据差速泵原理，建立变性高阶比傅里叶

非圆齿轮传动数学模型，建立六叶片差速泵排量、流量和不根切最大模数计算模型，编写变性高阶比傅里叶非圆齿轮差速泵性能计算软件。

(2) 分析不同阶数比和不同变性系数下的差速泵不根切最大模数、排量和脉动率等性能，结果表明，非圆齿轮高阶比有利于提高差速泵性能，变性系数改变有利于降低单泵脉动率。

(3) 变性高阶比六叶片差速泵与普通傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵进行试验研究，六叶片差速泵在泵壳容积相同情况下，不根切最大模数增加 27.7%；由流量脉动引起的第一叶轮输入轴微应变均值降低 35.2%，也反映变性高阶比差速泵脉动降低明显；相比四叶片差速泵，其排量变化不大，仅下降 1.2%。随变性系数增加，单泵脉动率将进一步降低，双泵脉动率有望通过改变叠加相位进一步降低，因此变性高阶比非圆齿轮驱动差速泵更适用于低脉动、大载荷工况。

参 考 文 献

- [1] 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)
- [2] 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)
- [3] 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)
- [4] 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)
- [5] 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)
- [6] AJAY S, JOHN P F, TIMOTHY P M, et al. Brodbeck real-time nozzle flow uniformity when using automatic section control on agricultural sprayers [J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2011, 79: 169-179.
- [7] JULIAN S H, VICTOR J R, FRANCISCO P, 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.
- [8] 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)
- [9] 陈明, 张勇, 曾进锋, 等. 转动导杆-齿轮机构驱动叶片差速泵 [J]. 机械工程学报, 2006, 42(增刊): 54-58.
- 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.): 54-58. (in Chinese)
- [10] 陈明, 曾进锋, 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)
- [11] 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)
- [12] 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)
- [13] 叶秉良, 吴国环, 俞高红, 等. 非圆齿轮行星轮系水稻钵苗移栽机构优化设计与试验 [J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(11): 67-73.
- YE Bingliang, WU Guohuan, YU Gaohong, et al. Optimized design and test on rice potted seedling transplanting mechanism of planetary gear train with non-circular gear [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(11): 67-73. http://www.jcsam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20161109&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.11.009. (in Chinese)
- [14] 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.
- [15] 徐高欢, 陈建能, 张国凤. 傅里叶非圆齿轮驱动四叶片差速泵设计与特性分析 [J/OL]. 农业机械学报, 2014, 45(12): 80-87.
- XU Gaohuan, CHEN Jianneng, ZHANG Guofeng. Design and performance analysis of Fourier non-circular gear-driven differential pump [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(12): 80-87. http://www.jcsam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20141213&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.12.013. (in Chinese)
- [16] 徐高欢, 陈建能, 童志鹏. 混合高阶傅里叶非圆齿轮驱动的差速泵多目标参数优化 [J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(1): 383-390.
- XU Gaohuan, CHEN Jianneng, TONG Zhipeng. Multi-objective optimization of the mixed high order Fourier non-circular gear-driven differential pump [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(1): 383-390. http://www.jcsam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160153&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.01.053. (in Chinese)
- [17] XU Gaohuan, CHEN Jianneng, ZHAO Huacheng. Numerical calculation and experiment of coupled dynamics of the differential velocity vane pump driven by the hybrid high order Fourier non-circular gears [J]. Journal of Thermal Science, 2018, 27(3): 285-293.
- [18] 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)
- [19] 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: 201220265860.4 [P]. 2012-06-04.
- [20] 徐高欢, 陈建能, 李伟民. 一种傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵: 201410039845.1 [P]. 2015-07-22.
- [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.

自由节曲线非圆齿轮驱动差速泵设计与性能试验

徐高欢 谢荣盛 孙培峰 赵华成

(浙江水利水电学院机械与汽车工程学院, 杭州 310018)

摘要: 为进一步改善差速泵性能, 提出一种自由节曲线非圆齿轮驱动的四叶片差速泵, 建立自由节曲线非圆齿轮驱动差速泵性能计算模型, 编写差速泵性能计算软件, 分析不同控制点下的差速泵排量、流量和脉动率等性能指标。结果表明, 相比最优傅里叶节曲线, 自由节曲线具有更好的局部优化能力, 可有效提升非圆齿轮不根切最大模数和差速泵排量, 降低差速泵脉动率, 更有利于提高差速泵综合性能。试验表明, 在相同泵尺寸及管路环境下, 相比最优傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵, 自由节曲线非圆齿轮驱动的差速泵排量增加 6.6%, 不根切最大模数增加 18.7%, 有效提升了非圆齿轮承载能力, 差速泵单泵脉动率降低 8.3%, 说明自由节曲线非圆齿轮更有利于提升差速泵性能。

关键词: 自由节曲线; 非圆齿轮; 控制点; 差速泵; 设计; 试验

中图分类号: TH132.424; TH32 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-4298(2020)04-0411-07

OSID:



Design and Experiment of Differential Pump Driven by Non-circular Gear with Free Pitch Curve

XU Gaohuan XIE Rongsheng SUN Peifeng ZHAO Huacheng

(School of Mechanical and Automotive Engineering, Zhejiang University of Water Resources and Electric Power, Hangzhou 310018, China)

Abstract: In order to further improve the performance of differential pump, a four blade differential pump driven by non-circular gear with free pitch curve was proposed. The performance calculation model of differential pump driven by non-circular gear with free pitch curve was established. The performance analysis software of differential pump was compiled to analyze the performance of differential pump under different control points, such as displacement, flow and pulsation rate. The results showed that the free pitch curve was better than the optimal Fourier curve. The pitch curve had better local optimization ability, which can effectively improve the maximum modulus of non-circular gear without undercutting and the displacement, reduce the pulsation rate of differential pump, and improve the comprehensive performance of differential pump. Through experimental research, under the same pump size and pipeline environment, the displacement of the differential pump driven by non-circular gear with free pitch curve was increased by 6.6% compared with the optimal Fourier non-circular gear, and the maximum module without undercutting was increased by 18.7%. The bearing capacity of the non-circular gear was effectively improved, and the pulsation rate of the single pump of the differential pump was reduced by 8.3%. It can be seen that the free pitch curve non-circular gear was more conducive to improving the performance of the differential pump.

Key words: free pitch curve; non-circular gear; control point; differential pump; design; experiment

0 引言

差速泵是利用差速机构驱动的新型容积泵, 可

以取代农业常用的容积泵, 如大型植保机械的柱塞泵、隔膜泵等^[1-4], 满足农业低脉动率和大排量的要求, 提高植保机械施药效果^[5-8]。差速泵主要通过

收稿日期: 2020-01-12 修回日期: 2020-02-06

基金项目: 国家自然科学基金项目(51675486)、浙江省自然科学基金基础公益研究计划项目(LGG18E050004)、浙江省水利厅重点科技计划项目(RB1913)和浙江省高等学校中青年学科带头人培养对象项目

作者简介: 徐高欢(1980—), 男, 副教授, 博士, 主要从事现代农业装备研究, E-mail: 6787135@qq.com

不等速机构驱动相邻叶轮周期性差速转动,实现容积腔密闭空间的周期性变化和液体的周向转移,实现输送液体的功能^[9]。根据叶片的驱动方式不同,目前差速泵主要有转动导杆齿轮式差速泵^[10]、万向节齿轮机构驱动差速泵^[11]、非圆齿轮驱动差速泵^[12-13]3种类型。其中,非圆齿轮驱动机构是差速泵的主要驱动形式,而傅里叶非圆齿轮驱动机构为优选驱动机构^[14-15]。由于傅里叶节曲线的调整参数为8个,局部优化能力有限,因此傅里叶非圆齿轮驱动差速泵的脉动率、不根切最大模数等性能还存在优化空间。在变性高阶比傅里叶非圆齿轮驱动的六叶片差速泵研究中,本课题组通过增加变性系数提升傅里叶节曲线局部优化能力,改善了差速泵性能^[13],但是较大变性系数会导致排量和不根切最大模数变小,变性系数可调范围较小,具有局限性。经研究发现,非圆齿轮节曲线利用 k 次B样条曲线设计可进一步改善局部调控能力。本文以结构较为简单的四叶片差速泵驱动的最优傅里叶节曲线为基础,建立数学计算模型,编写性能计算软件,通过计算和试验分析,设计 k 次B样条曲线控制顶点,再微调控制顶点生成自由节曲线,以期改善非圆齿轮驱动差速泵的性能。

1 自由节曲线非圆齿轮驱动的差速泵结构和原理

1.1 基本结构和工作原理

驱动差速泵的非圆齿轮利用 k 次B样条曲线设计节曲线,该节曲线定义为自由节曲线,通过控制点确定控制多边形,最后确定节曲线型值点,调整控制点可以任意控制节曲线形状。控制点可以对节曲线进行任意位置形状的调整,使节曲线具有任意的局部变形能力^[16-21],如图1所示。自由节曲线非圆齿轮驱动差速泵主要由自由节曲线非圆齿轮副和滑动的差速叶轮组成,如图2所示。

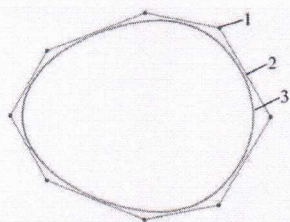


图1 控制点与自由节曲线

Fig. 1 Control point and free pitch curve

1. 控制点 2. 控制多边形 3. 自由节曲线

以自由节曲线非圆齿轮驱动的四叶片差速泵为例,第一、第二自由节曲线非圆齿轮同轴相位差 180° 安装,自由节曲线参数相同,随电机作匀速转

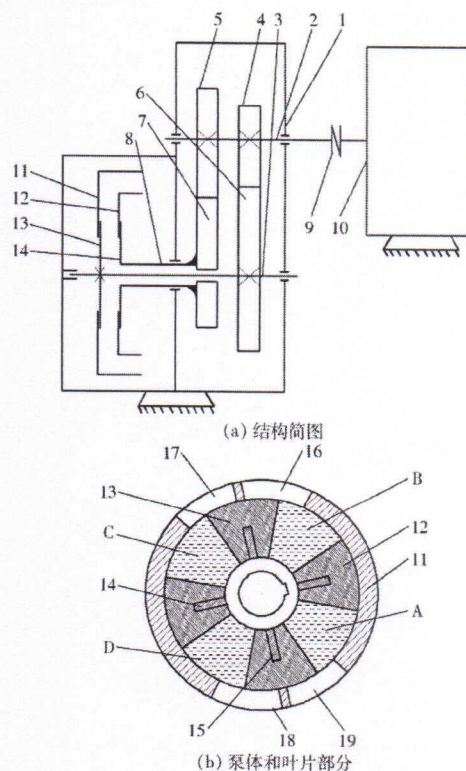


图2 自由节曲线非圆齿轮驱动的差速泵

Fig. 2 Differential pump driven by non-circular gear with free pitch curve

1. 驱动齿轮箱 2. 输入轴 3. 输出轴 4. 第一自由节曲线非圆齿轮 5. 第二自由节曲线非圆齿轮 6. 第一共轭自由节曲线非圆齿轮 7. 第二共轭自由节曲线非圆齿轮 8. 轴套 9. 联轴器 10. 电机 11. 泵壳 12. 第一排液口 13. 第一吸液口 14. 第二排液口 15. 第二吸液口 16. 第一滑动叶轮 17. 第二滑动叶轮 18. 第一滑轨 19. 第二滑轨

动,分别驱动第一、第二共轭非圆齿轮,带动相连接的第一叶轮和第二叶轮作周期性差动周转,A、C腔处于第一、二吸液口时,第一叶轮转速快于第二叶轮,A、C腔容积增大吸入液体;此时B、D腔容积减小,分别从第一、二排液口排出液体;共轭非圆齿轮带动叶轮周转,驱动B、D腔内液体逆时针转移,分别转到第一、二排液口,根据设计的运动规律,实现容积的增加和缩小,上述运动不断重复,实现容积泵功能^[22-23]。另外该差速泵叶轮为滑动叶片设计,第一滑动叶轮和第一滑轨移动副连接,第二滑动叶轮和第二滑轨移动副连接,第一滑轨、第二滑轨分别固定在输出轴和轴套上,第一滑动叶轮和第二滑动叶轮均对称设置有两片滑动叶片,沿圆周方向,第一滑动叶轮的叶片与第二滑动叶轮的叶片相间设置,所有叶片可沿着滑轨滑动。可以防止由于泵外壳变形卡死,同时可以补偿叶片弧面磨损造成叶片和泵壳缝隙过大,滑动叶片在容积腔短暂困液时,叶片通过向轴心滑动实现短时泄压^[23]。

1.2 基本数学模型

利用 k 次 B 样条曲线设计自由节曲线, 第一自由节曲线表达式为^[22-23]

$$C_{x,y}(t) = \sum_{i=0}^n P_i N_{i,k}(t_i) \quad (t_i \in [t_{k-1}, t_{n+1}]) \quad (1)$$

式中 P_i ——第 i 个控制点

t_i ——第 i 个参数节点向量

$N_{i,k}(t)$ —— k 阶 $k-1$ 次 B 样条函数

3 阶 B 样条基函数表达式为

$$N_{i,3}(t) = \frac{t-t_i}{t_{i+2}-t_i} N_{i,2}(t) + \frac{t_{i+3}-t}{t_{i+3}-t_{i+1}} N_{i+1,2}(t) =$$

$$\begin{cases} \frac{t-t_i}{t_{i+2}-t_i} N_{i,2}(t) & (t \in [t_i, t_{i+1}]) \\ \frac{t-t_i}{t_{i+2}-t_i} N_{i,2}(t) + \frac{t_{i+3}-t}{t_{i+3}-t_{i+1}} & (t \in [t_{i+1}, t_{i+2}]) \\ \frac{t_{i+3}-t}{t_{i+3}-t_{i+1}} N_{i+1,2}(t) & (t \in [t_{i+2}, t_{i+3}]) \\ 0 & (\text{其他}) \end{cases} \quad (2)$$

根据第一自由节曲线表达式, 可得第一自由节曲线向径表达式为

$$r_1(\varphi) = \sqrt{C_x^2(\varphi) + C_y^2(\varphi)} \quad (3)$$

式中 $C_x(\varphi)$ ——自由节曲线 x 方向分量

$C_y(\varphi)$ ——自由节曲线 y 方向分量

φ ——自由节曲线转角

根据非圆齿轮啮合原理, 第一自由节曲线非圆齿轮旋转 φ 时, 第一共轭自由节曲线非圆齿轮的角位移为

$$\varphi_1 = \int_0^\varphi \frac{r_1(\varphi)}{a-r_1(\varphi)} d\varphi = \int_0^\varphi \frac{\sqrt{C_x^2(\varphi) + C_y^2(\varphi)}}{a - \sqrt{C_x^2(\varphi) + C_y^2(\varphi)}} d\varphi \quad (4)$$

式中 a ——自由节曲线中心距

第一自由节曲线非圆齿轮为一阶非圆齿轮, 第一共轭自由节曲线非圆齿轮为二阶非圆齿轮, 因此, 第一自由节曲线非圆齿轮旋转 2π 时, 第一共轭自由节曲线非圆齿轮旋转 π , 可得计算中心距 a 的迭代式为

$$2\pi = \int_0^\pi \frac{r_1(\varphi)}{a-r_1(\varphi)} d\varphi = \int_0^\pi \frac{\sqrt{C_x^2(\varphi) + C_y^2(\varphi)}}{a - \sqrt{C_x^2(\varphi) + C_y^2(\varphi)}} d\varphi \quad (5)$$

取中心距初值 a_0 , 采用进退法搜索计算出中心距 a 。

第一自由节曲线非圆齿轮与第一共轭自由节曲线非圆齿轮的传动比为

$$i = \frac{a - \sqrt{C_x^2(\varphi) + C_y^2(\varphi)}}{\sqrt{C_x^2(\varphi) + C_y^2(\varphi)}} \quad (6)$$

压力角 α 是衡量非圆齿轮传动优良性的重要指标, 其影响传动效率, 计算公式为^[24]

$$\alpha = \mu_1 + \alpha_0 - \frac{\pi}{2} \quad (7)$$

其中

$$\mu_1 = \arctan \frac{i+1}{i'}$$

式中 μ_1 ——节曲线在该点的切线正方向与水平线夹角

α_0 ——工具齿条的齿形角

建立节曲线凹凸性判断条件, 主动轮节曲线曲率半径 ρ_1 计算式为

$$\rho_1 = \frac{a \left[1 + \left(\frac{i'}{1+i} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{1+i+i''} \quad (8)$$

从动轮节曲线曲率半径计算公式为

$$\rho_2 = \frac{ai \left[1 + \left(\frac{i'}{1+i} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{1+i-ii''+(i')^2} \quad (9)$$

节曲线无内凹部分的条件是曲率半径 ρ_1, ρ_2 分别大于零。所以无内凹的条件为

$$\begin{cases} 1+i+i'' \geq 0 \\ 1+i-ii''+(i')^2 \geq 0 \end{cases} \quad (10)$$

采用数值法编写程序计算式(10)的解。

1.3 差速泵计算模型

相邻两叶片最小张角为 $\Delta\psi_{\min}$, 此时该封闭腔为最小容积, 即

$$V_{\min} = \frac{10^{-3} \Delta\psi_{\min} h}{2} (R^2 - r^2) \quad (11)$$

式中 R ——叶片半径, mm

r ——叶轮轴半径, mm

h ——叶片厚度, mm

相邻两叶片最大张角为 $\Delta\psi_{\max}$ 时, 该封闭腔为最大容积, 即

$$V_{\max} = \frac{10^{-3} \Delta\psi_{\max} h}{2} (R^2 - r^2) \quad (12)$$

四叶片差速泵的排量计算式为

$$Q = 8(V_{\max} - V_{\min}) = 4 \times 10^{-3} h (\Delta\psi_{\max} - \Delta\psi_{\min}) (R^2 - r^2) \quad (13)$$

四叶片差速泵单泵瞬时流量计算式为

$$q = \frac{dV}{dt} = 10^{-3} h (R^2 - r^2) \left| \frac{d\psi_1}{dt} - \frac{d\psi_2}{dt} \right| = 10^{-3} h \omega (R^2 - r^2) |i_{21} - i_{43}| \quad (14)$$

其中

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}$$

式中 V ——排液腔容积, mL

i_{21} ——第一自由节曲线非圆齿轮副传动比

i_{43} ——第二自由节曲线非圆齿轮副传动比

φ_1, φ_2 ——第一、第二滑动叶轮转角

ω ——主动非圆齿轮角速度, rad/s

不产生根切时允许齿轮的最大模数 $m_{\max}$ 的条件为^[24-25]

$$m_{\max} \leq \frac{\rho_{\min} \sin^2 \alpha_0}{h_{\alpha}^*} \quad (15)$$

式中 $\rho_{\min}$ ——节曲线的最小曲率半径, mm

h_{α}^* ——齿条刀具的齿顶高系数

当 $\alpha_0 = 20^\circ, h_{\alpha}^* = 1$ 时, 不产生根切时允许齿轮的最大模数为

$$m_{\max} = 0.117 \rho_{\min} \quad (16)$$

1.4 差速泵性能计算软件

根据建立的自由节曲线非圆齿轮驱动差速泵计算模型, 采用 Matlab 编写性能分析软件, 如图 3 所示。通过编写软件 GUI 人机交互界面, 可以调整自由节曲线傅里叶控制点参数 $a_0, a_1, a_2, b_1, b_2, n_1, n_2, m$ 、控制点个数、选取间隔数及差速泵结构参数, 通过该软件可计算差速泵的流量脉动率、排量和不根切最大模数等性能。

2 控制点对自由节曲线及差速泵性能的影响

2.1 自由节曲线控制点设置

混合高阶傅里叶非圆齿轮驱动四叶片差速泵具

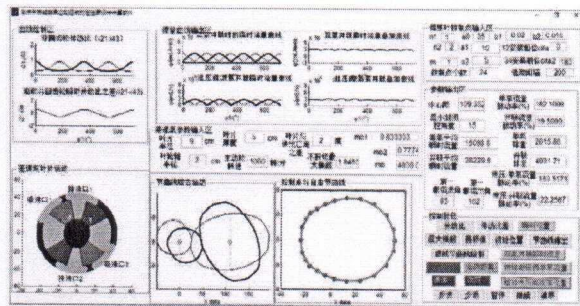


图3 自由节曲线非圆齿轮驱动差速泵性能分析软件界面

Fig. 3 Performance analysis software of differential pump driven by non-circular gear with free pitch curve

有较优性能, 双泵脉动率 22.04% 已经为该节曲线驱动的最优性能^[12], 本文利用自由节曲线设计非圆齿轮进一步降低脉动率, 选取经过遗传算法多目标优化的 1 阶对 2 阶傅里叶节曲线为控制点选取源, 通过离散后每 30 个序列间距提取 1 个控制点, 共提取 24 个控制点, 如表 1 所示。根据 B 样条曲线生成原理, 为保证节曲线封闭, 其中 K1 和 K23、K2 和 K24 设置为重叠, 如图 4 所示。

2.2 控制点影响分析

自由节曲线控制点直接影响传动比以及差速泵进出口分布、排量、瞬时流量、非圆齿轮不根切最大

表 1 初始 24 个自由节曲线控制点

Tab. 1 Initial 24 free pitch curve control points

点坐标	控制点编号											
	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8	K9	K10	K11	K12
X/mm	51.7	50.7	44.8	35.1	23.7	12.7	3.28	-4.4	-10.9	-16.8	-21.9	-26.0
Y/mm	0	8.0	19.9	28.4	32.7	33.2	31.2	28.1	24.6	20.7	15.9	0.0

点坐标	控制点编号											
	K13	K14	K15	K16	K17	K18	K19	K20	K21	K22	K23	K24
X/mm	-21.9	-16.8	-10.9	-4.4	3.2	12.7	23.7	35.1	44.8	50.7	51.7	50.7
Y/mm	-15.9	-20.7	-24.6	-28.1	-31.2	-33.2	-32.7	-28.4	-19.9	-8.0	0	8.0

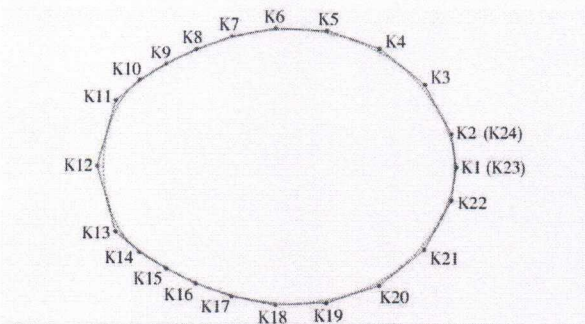


图4 24个控制点和自由节曲线

Fig. 4 24 control points and free pitch curve

模数等, 本文以四叶片差速泵为研究对象, 叶轮外径为 90 mm, 叶轮轴半径为 20 mm, 叶片厚度为 50 mm, 进出口和叶片角角度差 2° , 输入轴转速

300 r/min, 叶轮平均转速为 150 r/min, 双泵并联相位相差 90° , 通过逐级改变 K11、K12、K13 控制点, 研究分析控制点变化对单泵和双泵的脉动率、排量、不根切最大模数的影响, 对应的节曲线如图 5 所示, 差速泵性能如表 2 所示。

由图 5 和表 2 可知, 当节曲线为傅里叶节曲线且参数最优时, 此时不根切最大模数为 1.55 mm, 单泵脉动率为 159.8%, 双泵并联脉动率为 22.04%, 双泵并联排量为 3 870.4 mL。自由节曲线以表 1 控制点为基础, 设置 K11(-23.64, 9.99) mm、K12(-24.90, 0) mm、K13(-23.64, -9.99) mm, 经自由节曲线非圆齿轮驱动差速泵性能分析软件计算, 不根切最大模数提升为 1.83 mm, 单泵脉动率

为157.0%, 双泵并联脉动率为21.45%, 脉动率相比傅里叶非圆齿轮驱动分别降低1.8%和2.7%, 双泵并联转排量为3 977.9 mL。设置K11(-23.24, 9.99) mm、K12(-23.90, 0) mm、K13(-23.24, -9.99) mm, 不根切最大模数增加为1.84 mm, 单泵脉动率152.0%, 双泵并联脉动率为19.50%, 脉动率相比傅里叶非圆齿轮驱动分别降

低4.9%和11.5%, 但其转排量为4 031.7 mL, 排量增加明显。设置K11(-22.84, 8.99) mm、K12(-23.90, 0) mm、K13(-22.84, -8.99) mm, 单泵脉动率为151.6%, 双泵并联脉动率为19.20%, 脉动率相比傅里叶非圆齿轮驱动分别降低5.1%和12.9%, 其中不根切最大模数和转排量保持不变。

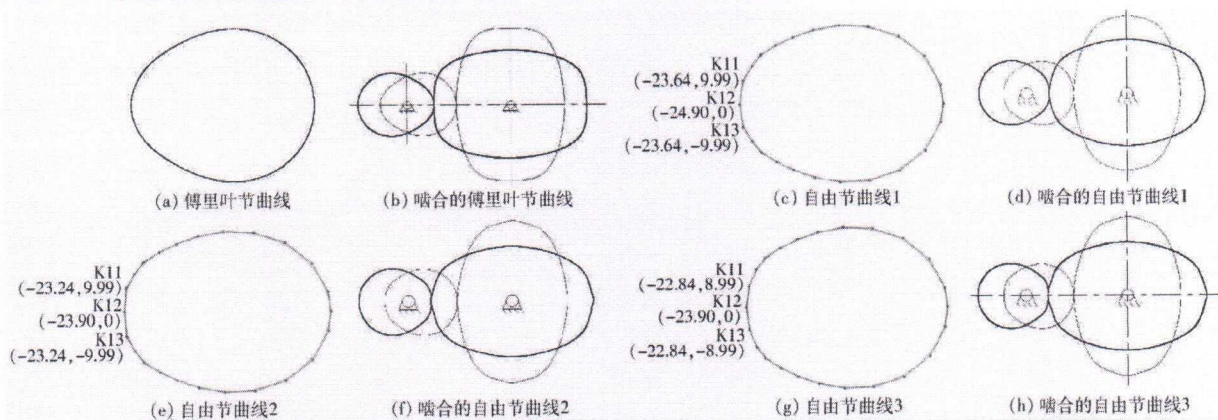


图5 不同节曲线演变过程

Fig. 5 Evolution process of different pitch curves

表2 控制点变化对单泵和双泵并联的脉动率、排量和不根切最大模数的影响

Tab. 2 Effects of change of control point on pulsation rate, displacement and maximum modulus without undercutting of single and double pumps

节曲线类型	参数或变化控制点/mm	单泵脉动率/%	双泵并联脉动率/%	转排量/mL	不根切最大模数/mm
傅里叶节曲线	最优傅里叶参数	159.8	22.04	3 870.4	1.55
自由节曲线1	K11(-23.64, 9.99)	157.0	21.45	3 977.9	1.83
	K12(-24.90, 0)				
	K13(-23.64, -9.99)				
自由节曲线2	K11(-23.24, 9.99)	152.0	19.50	4 031.7	1.84
	K12(-23.90, 0)				
	K13(-23.24, -9.99)				
自由节曲线3	K11(-22.84, 8.99)	151.6	19.20	4 031.7	1.84
	K12(-23.90, 0)				
	K13(-22.84, -8.99)				

研究表明,自由节曲线技术可以通过有限的控制顶点构建控制多边形精确控制节曲线局部形状,以四叶片差速泵驱动的最优傅里叶节曲线为基础,通过局部修改节曲线最小曲率半径处的控制点,增加曲率半径,可增加不根切最大模数。再通过微调节曲线局部变化规律,改变叶轮传动比局部差值,根据式(14),可调整瞬时流量局部变化规律,合适的控制点即可降低脉动率和增加排量。因此自由节曲线可实现在最优傅里叶节曲线基础上进行节曲线局部编辑,精准优化节曲线特性,进一步提升差速泵性能。由表2可知,自由节曲线非圆齿轮驱动差速泵能有效提升转排量和增加不根切最大模数,有利于

提升非圆齿轮的承载能力,同时明显降低脉动率,以降低差速泵流体噪声,因此自由节曲线设计更有利于非圆齿轮驱动差速泵性能提高。

3 试验与性能比较

搭建试验台分别对自由节曲线非圆齿轮与傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵性能进行试验比较。为了具有可比性,四叶片差速泵泵壳容积、叶轮结构及测试管路相同。差速泵试验台动力为5 kW的电机,通过变频器进行调速控制,为避免高速造成额外的冲击,变频器设定输入轴低转速,为300 r/min。由于泵源流量脉动具有高频的特点,现有流量计不能

直接测试,只能采用间接方法测量,目前主要基于瞬态压力来换算脉动率,在相同负载及管路环境下,差速泵出口的高频压力脉动可以表征不同非圆齿轮驱动差速泵源脉动强度。试验使用爱尔 AE-H 型高频压力传感器,量程为 0~1 MPa,输出电压为 0~10 V,数据采集装置使用阿尔泰的高频信号采集卡和采集软件,由此组成差速泵出口高频瞬态压力测试系统,通过软件将电压变化值实时转换为压力,测量差速泵瞬态压力和脉动率。试验台的非圆齿轮和差速泵如图 6~8 所示,性能比较如图 9 和表 3 所示。

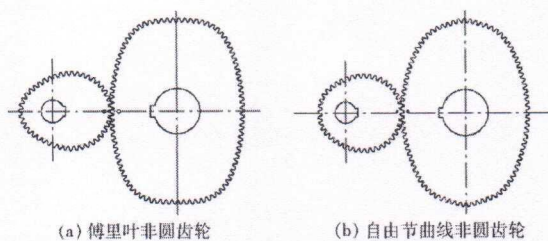


图 6 试验用非圆齿轮

Fig. 6 Non-circular gear for test

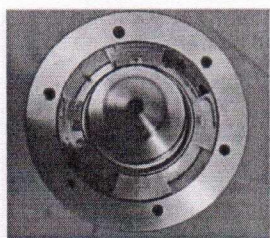


图 7 差速泵内部

Fig. 7 Inside of differential pump

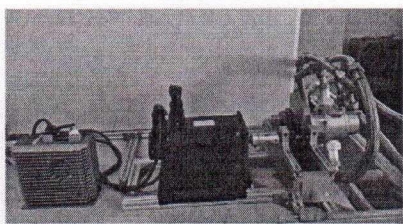


图 8 非圆齿轮驱动差速泵试验台

Fig. 8 Test bed of differential pump driven by non-circular gear

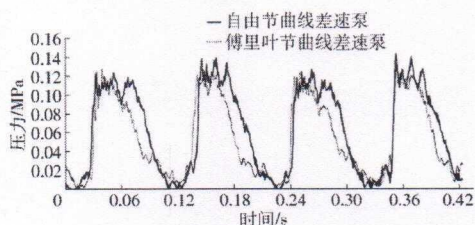


图 9 不同节曲线非圆齿轮驱动差速泵单泵出口压力曲线

Fig. 9 Pressure curves at outlet of single differential pump driven by non-circular gears with different pitch curves

表 3 同等管路条件下傅里叶和自由节曲线非圆齿轮驱动四叶片差速泵性能试验结果比较

Tab. 3 Performance comparison between Fourier and free pitch curve non-circular gear drive four blade differential pump under the same pipeline condition

节曲线类型	叶片数	单泵脉动率/%	单泵排量/(L·min ⁻¹)	容积效率/%	不根切最大模数/mm	最小封闭腔角/(°)
傅里叶节曲线	4	248.1	252.5	87.0	1.55	22
自由节曲线	4	227.5	269.1	89.0	1.84	15

由于自由节曲线控制点来源于傅里叶节曲线,为此自由节曲线非圆齿轮和傅里叶非圆齿轮基本轮廓非常接近,如图 6 所示。自由节曲线较优的局部优化能力,便于找到合适控制点优化提升差速泵性能。如图 9 所示,自由节曲线非圆齿轮和傅里叶非圆齿轮驱动差速泵产生的压力变化周期相同,但自由节曲线非圆齿轮驱动差速泵出口压力峰值更宽,表明自由节曲线更有利于差速泵出口压力恒定和排量增加,压力波峰对称性更好,更有利于降低脉动率。

由表 3 可知,自由节曲线非圆齿轮驱动相比傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵的排量增加 6.6%,不根切最大模数增加 18.7%,非圆齿轮承载能力增加,差速泵单泵脉动率降低 8.3%,腔内的冲击减弱,泵内部泄漏减少,容积效率有所提升。

4 结论

(1) 根据自由节曲线生成原理,建立自由节曲线非圆齿轮传动数学模型,建立自由节曲线非圆齿轮驱动差速泵的排量、流量、脉动率和不根切最大模数计算模型,编写差速泵性能计算软件。

(2) 分析了控制点局部变化对差速泵不根切最大模数、排量和脉动率等性能的影响,结果表明,自由节曲线非圆齿轮有利于提高差速泵性能,可实现傅里叶非圆齿轮最优状态下通过自由节曲线的局部修正,再次提升不根切最大模数和转排量,并有效降低脉动率。

(3) 对自由节曲线非圆齿轮驱动差速泵和傅里叶非圆齿轮驱动差速泵进行了试验,在泵壳容积和管路环境相同情况下,排量增加 6.6%,不根切最大模数增加 18.7%,有效提升了非圆齿轮的承载能力;差速泵单泵脉动率降低 8.3%,腔内的冲击减弱,泵内部泄漏减少,容积效率有所改善。理论计算和试验结果均表明,自由节曲线非圆齿轮更有利于提升差速泵性能。

参 考 文 献

- [1] 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)
- [2] 庄腾飞, 杨学军, 董祥, 等. 大型自走式喷雾机喷杆研究现状及发展趋势分析[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(增刊): 189-198.
ZHUANG Tengfei, YANG Xuejun, DONG Xiang, et al. Research status and development trend of large self-propelled sprayer booms[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(Supp.): 189-198. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=2018s025&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.00.025. (in Chinese)
- [3] 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)
- [4] 全国农业技术推广服务中心. 植保机械与施药技术应用指南[M]. 北京: 中国农业出版社, 2015.
- [5] DORR G J, WANG S S, MAYO L C, et al. Impaction of spray droplets on leaves: influence of formulation and leaf character on shatter, bounce and adhesion[J]. Experiments in Fluids, 2015, 56(7): 143-160.
- [6] LI L L, HE X K, SONG J L, et al. Design and experiment of variable rate orchard sprayer based on laser scanning sensor[J]. Int. J. Agric. & Biol. Eng., 2018, 11(1): 101-108.
- [7] WANG C L, HE X K, WANG X N, et al. Testing method and distribution characteristics of spatial pesticide spraying deposition quality balance for unmanned aerial vehicle[J]. Int. J. Agric. & Biol. Eng., 2018, 11(2): 18-26.
- [8] 郑微, 王向东, 李树江, 等. 植保机均匀性喷雾的优化控制方法[J]. 农机化研究, 2019, 41(5): 27-32.
ZHENG Wei, WANG Xiangdong, LI Shujiang, et al. Optimal control method for spray uniformity of plant protection machine[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2019, 41(5): 27-32. (in Chinese)
- [9] 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)
- [10] 陈明, 张勇, 曾进锋, 等. 转动导杆-齿轮机构驱动叶片差速泵[J]. 机械工程学报, 2006, 42(增刊): 54-58.
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.): 54-58. (in Chinese)
- [11] 陈明, 曾进锋, 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)
- [12] 徐高欢, 陈建能, 童志鹏. 混合高阶傅里叶非圆齿轮驱动的差速泵多目标参数优化[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(1): 383-390.
XU Gaohuan, CHEN Jianneng, TONG Zhipeng. Multi-objective optimization of the mixed high order Fourier non-circular gear-driven differential pump[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(1): 383-390. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160153&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.01.053. (in Chinese)
- [13] 徐高欢, 刘武, 谢荣盛. 变性高阶比傅里叶非圆齿轮驱动差速泵设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(2): 384-392.
XU Gaohuan, LIU Wu, XIE Rongsheng. Design and experiment of six-blade differential pump driven by denatured higher order ratio Fourier non-circular gear pairs[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(2): 384-392. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20190244&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2019.02.044. (in Chinese)
- [14] 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.
- [15] XU Gaohuan, CHEN Jianneng, ZHAO Huacheng. Numerical calculation and experiment of coupled dynamics of the differential velocity vane pump driven by the hybrid high order Fourier non-circular gears[J]. Journal of Thermal Science, 2018, 27(3): 285-293.
- [16] 施法中. 计算机辅助几何设计与非均匀有理B样条[M]. 北京: 高等教育出版社, 2013: 217-237.
- [17] 谭鑫, 郭慧婧, 李会, 等. 基于NURBS曲线的离心透平叶型设计[J]. 热能动力工程, 2017, 32(3): 47-53, 133-134.
TAN Xin, GUO Huijing, LI Hui, et al. Centrifugal turbine blade design based on NURBS curves[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2017, 32(3): 47-53, 133-134. (in Chinese)
- [18] TROY A, FARAMARZ S. Multiscale NURBS curves on the sphere and ellipsoid[J]. Computers & Graphics, 2019, 82(8): 243-249.
- [19] DENG C Y, LIN H W. Progressive and iterative approximation for least squares B-spline curve and surface fitting[J]. Computer-Aided Design, 2014, 47: 32-44.
- [20] LIN H W, ZHANG Z Y. An extended iterative format for the progressive-iteration approximation[J]. Computers & Graphics, 2011, 35(5): 967-975.
- [21] 周红梅, 王燕铭, 刘志刚, 等. 基于最少控制点的非均匀有理B样条曲线拟合[J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(1): 73-77.
ZHOU Hongmei, WANG Yanming, LIU Zhigang, et al. Non-uniform rational B-splines curve fitting based on the least control points[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(1): 73-77. (in Chinese)
- [22] 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: 201220265860.4[P]. 2012-06-04.
- [23] 徐高欢, 刘武, 王红梅, 等. 一种自由节曲线非圆齿轮驱动的滑动四叶片差速泵: 201721453810.8[P]. 2018-06-19.
- [24] 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.
- [25] 吴序堂. 非圆齿轮及非圆速比传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997: 1-5.

浙江省教育厅

浙教办函〔2019〕365号

浙江省教育厅办公室关于公布高等教育 “十三五”人才培养项目建设名单的通知

各高等学校：

根据《关于开展高等教育“十三五”人才培养项目立项建设工作的通知》（浙教办函〔2019〕316号）文件精神，我厅组织开展了高等教育“十三五”人才培养项目申报工作，经高校申报、专家评审、厅长办公会议审议，认定省课堂教学创新校51所，省高校教师教学发展示范中心31个；立项建设省级产教融合示范基地（第二批人才培养类示范基地）25个，“十三五”第二批教学改革研究项目1082项，省级虚拟仿真实验教学项目585项（其中认定163项，立项建设422项），省产学研合作协同育人项目240项，现将名单予以公布（详见附件）。

各高校应加大对各类人才培养项目的组织实施和经费支持，加强过程管理，深化教育教学改革，确保项目取得实效，不断提高人才培养质量。

526	jg20190526	浙江水利水电学院	工程教育专业认证理念下机械类专业工程核心能力培养体系研究	徐高欢	孙培峰、史立秋、王红梅、蔡丹云
527	jg20190527	浙江水利水电学院	“互联网+”校企融合培养学生核心能力研究	李霄	黄宾、王生云、胡其昌
528	jg20190528	浙江水利水电学院	以电机学课程为例基于混合式教学的课程思政研究与实践	万军	李益、彭学虎、王新雪、徐涛
529	jg20190529	浙江水利水电学院	“互联网+”背景下数学类课程混合式教学研究与实践	吴福珍	王文慧、邢益冰、邓芳芳、孙保炬
530	jg20190530	浙江水利水电学院	应用型本科院校“理实融合”模式的大学物理课堂教学改革研究	陈健	黄品文、蔡亦良、黄世娟、宋俊杰
531	jg20190531	浙江水利水电学院	应用型本科高校工程训练教学改革及创新能力培养研究	何理瑞	陶来华、吴祖伟、李增芳、赵华成
532	jg20190532	浙江音乐学院	作曲与作曲技术理论学科细分专业的可行性研究	李其峰	唐大林、郭鸣、张泽艺、田刚
533	jg20190533	浙江音乐学院	“中国民族音乐”课程体系教学模式创新实探——以学生为主体的“阐述、唱奏与田野实践”	洪艳	孟凡玉、林林、温和、金洁洁
534	jg20190534	浙江音乐学院	跨学科视域下的多媒体《音乐美学》课程教学研究	郭一涟	赵中华、陶铮
535	jg20190535	浙江音乐学院	视听多维的声乐教学改革与实践	陈建彬	查大林、陈根方、刘芳瑛
536	jg20190536	浙江音乐学院	基于亚历山大技巧原理的钢琴课程改革与探索	董晨阳	姜筱雯、孟昕毅、郑杰
537	jg20190537	浙江音乐学院	“翻转课堂教学模式”下的声乐教学探究	李琳	张建华、王维平、张蓉、金麦克
538	jg20190538	浙江音乐学院	舞台实践中的声乐课堂教学	许红霞	董华、王贺、吴宇
539	jg20190539	浙江音乐学院	浙江音乐学院二胡专业训练教学改革研究	梁伟	何娜、张咏音、汪淼

索引号: 002482082/2020-07036	文件编号:	发布机构: 省教育厅
生成日期: 2020-07-20	主题分类: 教育	公开方式: 主动公开

首批“浙江省高校领军人才培养计划”培养对象建议名单的公示通告

发布日期: 2020-07-20 浏览次数: 1430 字体: [大 中 小]

根据《浙江省教育厅办公室关于开展“浙江省高校领军人才培养计划”首批遴选工作的通知》（浙教办函〔2020〕51号）要求，我厅启动了首批“浙江省高校领军人才培养计划”（“5246人才工程”）培养人选遴选工作。

经个人申报、学校评审以及我厅审核等程序，拟确定中国美术学院余旭红等725位教师为首批“5246人才工程”培养对象。为体现公开、公平、公正的原则，现将名单予以公示，接受社会监督。

公示时间从7月20日起至7月24日止。在公示期限内，任何单位和个人均可通过来信、来电、来访等形式，向省教育厅反映公示对象存在的问题。反映问题要实事求是，不得借机诽谤诬告。以单位名义反映问题的应当加盖公章，提供联系方式；以个人名义反映问题的须签署真实姓名并提供联系方式。我们将严格按照有关规定为反映问题的单位和个人个人保密。

联系地址：杭州市文晖路321号，邮编：310014。

联系方式：省教育厅教师工作处，电话（传真）：0571-88008920。

附件： 首批“浙江省高校领军人才培养计划”培养对象建议名单.doc

浙江省教育厅
2020年7月20日

369	高层次拔尖人才	钟海东	浙江万里学院
370	高层次拔尖人才	包永波	浙江万里学院
371	高层次拔尖人才	邵 安	浙江警察学院
372	高层次拔尖人才	刘 强	浙江警察学院
373	高层次拔尖人才	周建达	浙江警察学院
374	高层次拔尖人才	张景军	嘉兴学院
375	高层次拔尖人才	丁宝月	嘉兴学院
376	高层次拔尖人才	杨卫忠	嘉兴学院
377	高层次拔尖人才	徐达文	宁波工程学院
378	高层次拔尖人才	张水潮	宁波工程学院
379	高层次拔尖人才	傅海威	宁波工程学院
380	高层次拔尖人才	李 颖	浙江水利水电学院
381	高层次拔尖人才	徐高欢	浙江水利水电学院
382	高层次拔尖人才	张美燕	浙江水利水电学院
383	高层次拔尖人才	叶健辉	浙江外国语学院
384	高层次拔尖人才	宋树理	浙江外国语学院
385	高层次拔尖人才	郭 筠	浙江外国语学院
386	高层次拔尖人才	金燕仙	台州学院
387	高层次拔尖人才	姚 俊	台州学院
388	高层次拔尖人才	钟文武	台州学院
389	高层次拔尖人才	胡 强	丽水学院
390	高层次拔尖人才	丁国骅	丽水学院

浙江省教育厅办公室文件

浙教办高科〔2017〕68号

浙江省教育厅办公室关于公布“十三五” 高等学校学科专业带头人培养对象 名单的通知

各高等学校：

根据《浙江省教育厅办公室关于开展浙江省高等学校中青年学科带头人培养对象遴选工作的通知》（浙教办函〔2017〕113号）和《浙江省教育厅办公室关于开展高职高专院校专业带头人遴选工作的通知》（浙教办函〔2017〕106号）精神，经各高校推荐，省教育厅审定，同意将中国美术学院陈立超等502人列为浙江省高等学校中青年学科带头人培养对象，将浙江医药高等专科学校丁静等315人列为浙江省高职高专院校专业带头人培养

466	浙江水利水电学院	包志炎	智慧水利
467	浙江水利水电学院	陈丽莉	电气工程
468	浙江水利水电学院	杜文学	防灾减灾与防护工程
469	浙江水利水电学院	王蕙	水文学及水资源
470	浙江水利水电学院	王心良	资源经济管理
471	浙江水利水电学院	徐高欢	机械工程
472	浙江水利水电学院	许昌	大地测量
473	浙江水利水电学院	赵海涛	港口、海岸及近海工程
474	浙江音乐学院	陈沛	钢琴
475	浙江音乐学院	邸晓嫣	单簧管
476	浙江音乐学院	马亚囡	声歌
477	浙江音乐学院	温和	音乐学
478	浙江音乐学院	张泽艺	作曲
479	浙江大学城市学院	方玲玲	媒介空间与城市文化
480	浙江大学城市学院	李艳君	自动化
481	浙江大学城市学院	王新泉	岩土工程
482	浙江大学城市学院	张翀	肿瘤药理学
483	浙江大学城市学院	朱建安	家族企业

浙江省基础公益研究计划项目批准通知

徐高欢同志：

根据浙江省自然科学基金相关管理规定，浙江省自然科学基金委员会会同相关部门决定资助您申请的以下项目：

项目批准号		LGG18E050004		依托单位		浙江水利水电学院	
项目名称		自由曲线非圆齿轮驱动的反渗透海水淡化用差速泵的设计和研制					
项目负责人		徐高欢		证件号码		33072619800920155X	
项目类别		公益技术研究计划/工业		研究期限		2018 年 1 月 至 2020 年 12 月	
总经费 (万元)		10.0	省财政资助经费 (万元)	10.0		联合资助经费 (万元)	0.0
序号	其他主要成员	证件号码		性别	单位名称		
1	王红梅	420922197806198624		女	浙江水利水电学院		
2	施高萍	332526197809295167		女	浙江水利水电学院		
3	刘武	420983198912273613		男	浙江水利水电学院		
4							
5							
6							

浙江省自然科学基金委员会办公室

2017年10月10日

项目 负责人 填写	申请理由： 项目负责人（签字）： 年 月 日
依 托 单 位 填 写	依托单位科研管理部门审核意见： 负责人（签字）： （公章） 年 月 日

获奖证书

学生 赵伟、赵漪、刘国澳、王昊、顾瑜
指导教师 徐高欢、赵华成

在浙江省 2019 年第十六届大学生机械设计竞赛中

荣获本科组一等奖

特发此证，以资鼓励。



浙江省大学生科技竞赛委员会
二〇一九年六月

获奖证书

学生 温亚东 沈浩宇 俞晓锋 叶彤 高江枫
指导教师 徐高欢 潘聪华

在浙江省2017年第十四届大学生机械设计竞赛中

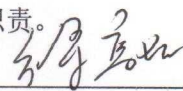
荣获本科组一等奖

特发此证，以资鼓励。



浙江省大学生科技竞赛委员会
二〇一七年六月

专任教师岗位（含双肩挑）聘任申请表

姓 名	徐高欢	出生年月	1980 年 09 月	参加工作时间	2004 年 08 月
现所在单位	浙江水利水电学院机械与汽车工程学院	最高学历/学位	研究生/博士	现聘专业技术职务	副教授
现校聘岗位	机械学院副院长	取得学历/学位时间	2018 年 03 月	聘任专业技术职务时间	2015 年 01 月
现省聘岗级	☐ 专业技术岗 7 级 ☐ 管理岗 6 级				
拟申请岗位	(机械学院单位专任教师副高 V 级)		校聘岗位类别	(教学科研并重型)	
是否按照专技身份享受校内绩效政策（双肩挑人员填写）			☒ 是 ☐ 否		
本人承诺	本人知悉《第四轮岗位聘用实施办法》、《校内绩效工资实施方案》、《浙江水利水电学院“三定”方案（2020 版）》、《第四轮岗位聘任工作实施方案》等文件规定和各单位（部门）岗位聘任实施方案、岗位说明书，经慎重考虑申请相应岗位。承诺： 1、以上所填内容全部属实，如有问题本人愿意承担一切责任； 2、受聘岗位期间，能够履行相关文件要求及岗位说明书规定的岗位职责。 本人签名：  2024 年 4 月 24 日				
以上部分由申请人填写，应聘部门审核。以下由单位（部门）和管理服务岗位聘用委员会填写。					
原单位（部门）意见	☐ 同意 ☐ 不同意 （部门盖章） ____年__月__日				
应聘单位（部门）聘任意见	1、经审核，申请人所填内容：☐ 属实 ☐ 不属实 2、是否符合所申请岗位的申报条件：☐ 符合 ☐ 不符合 3、是否同意聘任所申请岗位：☐ 同意 ☐ 不同意 （部门盖章） ____年__月__日				
专任教师岗位聘用委员会意见	专任教师岗位聘用委员会主任委员签名：_____ ____年__月__日				

备注：表格请用 A4 纸打印，与聘岗有关佐证材料附后。