文章编号:1672-3317(2019)07-0076-08

采用近似模型和NSGA-II遗传算法的旋流泵性能优化研究

叶道星1.2,李浩1*,马秋妍3,韩启彪1,孙秀路1

(1.中国农业科学院农田灌溉研究所/河南省节水农业重点实验室,河南新乡450002;2. 西华大学流体及动力机械教育部重点实验室,成都 610039; 3.河南科技学院,河南 新乡453003)

摘 要:旋流泵无叶腔宽度、叶片数和叶片宽度是影响旋流泵性能中最重要的几何参数。【目的】建立旋流泵性能 优化方法,为今后的工程提供参考。【方法】采用中心复合的方法对无叶腔宽度L、叶片数Z和叶片出口宽度b.进 行了试验设计,使用CFD数值计算获得了样本的性能特性,而后采用Kriging模型建立了几何参数与旋流泵效率 和叶片表面剪切应力的关系,最后利用非支配排序遗传算法对几何参数进行多目标寻优并进行了性能预测和对比 分析。【结果】研究确定旋流泵最优几何参数L为25 mm、Z为8枚、b2为26.45 mm;优化后旋流泵无叶腔的宽度降低了 16.67%,叶轮的叶片数增加了1枚,叶片的出口宽度增加了25.95%。优化后旋流泵的效率显著提高,同时叶片的表 面剪切应力降低;在设计工况点,旋流泵的效率提高了1.06%,叶片平均剪切应力从优化前的274.37 Pa减少至 204.57 Pa,降低了25.44%;优化后消除了在叶片的前缘处较大的剪切应力;叶片的表面的剪切应力在靠近叶片的 出口处得到显著抑制。【结论】通过数值模拟验证了中心复合的方法是可行,提高了旋流泵性能。 关键词:旋流泵;性能优化;叶片表面剪切应力;效率;NSGA-II遗传算法

中图分类号:HT311 文献标志码:A doi:10.13522/j.cnki.ggps.20190018

叶道星,李浩,马秋妍,等.采用近似模型和NSGA-II遗传算法的旋流泵性能优化研究[J]. 灌溉排水学报,2019,38 (7):76-83.

0 引 言

旋流泵被广泛地应用于农业、工业及污水处理领域。由于其特殊的结构和使用环境,其泵的效率较低, 旋流泵的过流部件表面磨损较为严重,严重影响其使用寿命,因此提高旋流泵的性能十分重要。

研究表明叶轮旋转时在叶轮和前面的无叶腔内形成贯通流和循环流,具有结构简单、容易制造、运行平 稳、无堵塞、性能良好等优点,但水力损失大、泵的效率较低。国内外学者对旋流泵进行了大量研究,Rutschi 采用试验的方法,研究发现叶轮是决定旋流泵扬程的最主要参数,其与一般的离心泵一样,而叶轮直径大小 和转速是影响旋流泵流量的重要参数,对于旋流泵特殊的结构而言,无叶腔宽度L是非常重要的参数^[1]。有 研究者^[23]研究了叶轮直径、叶片宽度对泵性能的影响,得出比转速随叶轮直径呈线性关系变化,大多数研究 者^[46]认为,增加叶片数可以提高旋流泵性能,但叶片数大于9片后对泵性能影响甚微,建议旋流泵叶片一般 取6~12片。黄道见等^[7]提出了以喉部断面积、蜗壳径向大小和叶轮出口直径为旋流泵设计的三要素,并给 出了计算公式。沙毅等^[8-10]、高雄发等^[11]、郑铭等^[12]在总结国内外优秀的旋流泵模型和几何参数对水力特性 影响的试验基础上,通过拟合给出了水力几何参数的计算方程,建立了旋流泵速度系数法设计方法,然而到 目前为止还没有一种较为完善的设计方法。采用非支配排序遗传算法以Kriging模型进行离心泵的优化设 计研究,验证了多目标优化离心泵的可行性^[13-15]。

因此,以提高旋流泵的效率、降低叶片表面剪切应力为目标,通过试验设计建立近似模型,采用非支配 排序遗传算法NSGA-II对旋流泵几何参数进行多目标寻优和性能预测,对比研究分析优化前后的结果。

基金项目:中央级科研院所基本科研业务费专项(中国农业科学院农田灌溉研究所)资助项目(FIR12018-03);四川省科技厅计划项目 (2019YJ0451);四川省教育厅项目(172467);西华大学校重点基金项目(Z1620408);西华大学青年学者后备人才项目 作者简介:叶道星(1987-),男。副教授,主要研究流体机械(泵)内部流动机理及优化设计方法。E-mail: dxingye@163.com 通信作者:李浩(1987-),男。助理研究员,主要从事流体机械与节水灌溉技术方面的研究。E-mail: leehao.caas@gmail.com

收稿日期:2019-01-10

1 旋流泵参数及叶片结构

与一般的离心泵相比,旋流泵的结构特征主要是叶轮退缩至压水室后面的泵腔内,主要过流部件包括 半开式叶轮,螺旋型或环形蜗壳,如图1所示,其中图1(a)是分解图,图1(b)是叶片图。设计参数为:旋流泵 进口直径为*D*_s=50 mm,叶轮出口直径*D*₂=120 mm,流量*Q*_a=20 m³/h,扬程*H*=16 m,叶片数为7,叶片形式为直 叶片,叶片出口宽度*b*₂=21 mm,叶轮旋转速度*n*=2 900 r/min。



2 试验设计和优化算法

2.1 试验设计

2.1.1 试验目标

由于旋流泵效率低,叶片磨损严重等缺点,因此将改善旋流泵的性能,提高泵的效率(水力效率),降低 叶片的表面剪切应力作为优化目标,提出旋流泵的多目标优化方法,为产品开发的工程应用提供参考。 2.1.2 试验因素及水平

试验样本采用中心复合设计(Central Composite De-____signs,CCD)^[16-17]安排试验,中心复合试验设计包括中心点的 — 因子设计或部分因子设计,并且可以使用一组轴点而进行增强。试验样本的因素及水平值如表1所示,试验设计如表2 ____

表1 试验因素及水平				
水平	<i>L</i> /mm	<i>Z</i> /枚	b_2/mm	
1	20	6	15	
2	30	8	20	
3	40	10	25	

所示。旋流泵无叶腔宽度L,叶轮的叶片数Z,叶片出口宽度b₂是影响旋流泵性能最主要的特征几何参数。 根据样机尺寸及工程经验值,确定表1中因素的水平值大小。

试验组	L/mm	<i>Z</i> /枚	b ₂ /mm	扬程 <i>H</i> /m	功率 P/W	平均剪切应力 τ_{ave}/Pa	效率η/%
1	40	9	25	16.78	2 198.44	503.34	41.39
2	20	7	25	16.03	1 749.32	222.53	49.72
3	20	7	15	13.64	1 608.08	443.67	46.02
4	40	7	25	15.72	1 943.34	210.74	43.86
5	30	8	20	16.89	1 748.98	237.06	52.39
6	20	9	25	16.33	1 809.28	202.53	48.97
7	30	8	20	16.89	1 748.98	237.06	52.39
8	40	9	15	15.5	1 856.02	331.94	45.29
9	30	8	20	16.89	1 748.98	237.06	52.39
10	30	10	20	14.55	1 916.96	241.59	41.18
11	20	9	15	14.3	1 646.59	328.6	47.12
12	40	7	15	14.19	1 748.7	476.69	44.00
13	46.82	8	20	15.17	1 980.7	237.21	41.53
14	30	6	20	15.37	1 792.07	262.75	46.53
15	30	8	11.59	13.46	1 658.27	422.79	44.04
16	30	8	20	16.89	1 748.98	237.06	52.39
17	30	8	28.41	18.64	1 918.58	186.65	52.71
18	13.18	8	20	15.56	1 717.94	243.44	49.12

表2 样本的试验设计

2.2 近似模型和优化算法NSGA-II

近似模型Kriging¹⁶¹是一种无偏估计模型,其估计方差最小,拥有局部估计等特点,其相关函数光滑,连续性和可导性比较好,在解决较高的非线性程度问题时具有比较理想的拟合效果和精度。

Kriging模型结果定义为响应值的线性加权叠加插值,表达式为:

$$\hat{y}(x) = \sum_{i=1}^{n} \omega^{(i)} y^{(i)} , \qquad (1)$$

式中:ω[®]是基于样本数据点的加权系数,通过分块矩阵求逆,最终Kriging模型可表示为:

$$\hat{y}(x) = \beta_0 + r^T R^{-1}(y_s - \beta_0 F) , \qquad (2)$$

式中: β。是全局趋势模型,代表数学期望值; R是只与空间距离有关的相关函数; 对于 Kriging 模型的精度可以通过决定系数 R²来检验。

NSGA-II算法的基本思想为:首先,随机产生规模为N的初始种群,非支配排序后通过遗传算法的选择、 交叉、变异3个基本操作得到第一代子代种群;其次,从第二代开始将父代种群与子代种群合并进行快速非 支配排序,同时对每个非支配层中的个体进行拥挤度计算,根据非支配关系以及个体的拥挤度选取合适的 个体组成新的父代种群;最后,通过遗传算法的基本操作产生新的子代种群。依此类推,直到满足程序结束 的条件。通过试验设计和数值计算获得不同无叶腔宽度、叶轮的叶片数和叶片出口宽度对旋流泵的效率和 叶片表面剪切应力的影响关系,基于Kriging模型建立旋流泵几何参数与效率和叶片表面剪切应力的关系, 而后利用NSGA-II遗传算法对建立的Kriging近似模型进行多目标的寻优求解。

3 数值计算方法

旋流泵的输送介质为固液两相流介质,其为不可压缩流体介质,因此连续方程和动量方程可表示为:

$$\frac{\partial V_i}{\partial x_i} = 0 , \qquad (3)$$

$$\frac{\partial V_i}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{x_i} + \nu \frac{\partial^2_{V_i}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \overline{u_i u_j} \quad , \tag{4}$$

式中: V_i 为速度(m/s); x_i,x_j 为方向位置;P为压力(Pa); ρ 为流体介质密度(kg/m³);v为运动粘度(m²/s); $\overline{u_i u_j}$ 为雷诺应力(Pa)。

目前,数值模拟广泛地应用于泵的内部流动研究^[18-21],兹采用ANSYS-CFX商用软件平台^[22],除叶轮外的 计算域设置为静止坐标系,旋流泵叶轮流场为旋转坐标系。动静部件间的数据交换在交界面(interface)上 使用GGI方法进行传递,稳态计算采用冻结转子交界面(frozen rotor interface)进行。固体颗粒采用粒子输 运颗粒模型(Particle Transport Solid),固体颗粒使用拉格朗日法进行计算,粒子的分布采用质量直径正态分 布,其中颗粒最大直径为0.5 mm,最小直径为0.05 mm,平均直径为0.25 mm,标准差为0.07 mm,固体颗粒密 度为2 300 kg/m³。磨损模型使用Finnie模型。固体颗粒与壁面间速度的反弹系数为0.95,平行系数为1。流 体与固体颗粒之间使用单相耦合计算,计算域进口采用质量进口,泵出口断面静压设置为0 Pa。所有壁面采 用绝热无滑移壁面(no slip wall)条件,近壁区使用可伸缩壁面函数(scalable wall functions),壁面粗糙度为 0.05 mm。收敛条件残差为1×10⁻⁵。模型为RNG *k*-ε湍流模型。

采用 ANSYS-ICEM 模块对叶轮及蜗壳的流场进 行网格划分,产生适应性强的四面体网格。采用 A、B、⁻ C、D、E和F的6种不同密度的网格进行网格的无关性⁻ 检查,监测旋流泵的扬程和效率的波动情况(表3)。 从表3可以发现,随着计算网格数的增加,泵的扬程*H* 上升,而后逐渐稳定在16.3 m 附近;效率η随着网格 数的增加逐渐降低,最后稳定在46.32%左右。对不 同数量的网格进行的无关性检查,最终采用的网格数⁻ 为172万。

		表3	网格明细			
网格	叶轮/万	蜗壳/万	共计/万	扬程 <i>H</i> /m	效率η/%	
А	56.74	50.28	107.02	12.81	50.27	
В	60.35	55.66	116.01	13.73	48.69	
С	70.21	62.37	132.58	14.12	47.92	
D	78.34	70.58	148.92	15.78	47.26	
Е	80.85	78.64	159.49	16.33	46.31	
F	90.22	81.81	172.03	16.32	46.32	



4 结果与分析

图3(a)、图3(b)、图3(c)分别为旋流泵无叶腔的宽度L、叶轮的叶片数Z和叶片出口宽度b2叶片表面上 平均剪切应力。由图3可知,在L、Z和b2因素的水平变化范围内平均剪切应力随着L、Z和b2因素值的增加 存在最大值,而在局部存在极小值。图4(a)、图4(b)、图4(c)分别是L和Z、L和b2、Z和b2对应的旋流泵效率 的变化。由图4可知,叶片出口宽度b2值在19~29 mm范围内,旋流泵的效率可以获得较大的值,因此可以 初步判断,水力性能最优时叶片出口宽度b2的大小落在该区域内。



图4采用Kriging模型的效率响应图

通过非支配排序后,采用遗传算法对建立的Kriging近似模型求解,获得Pareto前沿数据,如图5所示。 图5中横坐标为旋流泵的最大效率,纵坐标为叶片表面上的最小剪切应力,"气泡"的直径大小与叶片表面的 剪切应力值大小成正比。由图5可知,旋流泵叶片的最小剪切应力值随着最大效率的增加而增加,在最大效 率大于53.8%时,叶片的表面剪切应力呈指数增加。由图5可知,为了获得较低的叶片表面剪切应力性能, 即若要求叶片表面剪切应力低于162 Pa,可选取最大效率值低于53.6%的Pareto解。





旋流泵优化前后的几何参数对比如表4所示,以 参数 获得旋流泵的叶片表面最小剪切应力值和最大效率 优化前 值为目标,通过NSGA-II算法获得了最佳的参数组 优化后 合。通过对比可以发现,优化后旋流泵无叶腔的宽

	表4	旋流泵份	记们后的几何参数
牧		L/mm	<i>Z</i> /枚

7

8

30.00

 $b_{\rm p}/\rm{mm}$

21.00

26.45

25.00

度降低了16.67%,叶轮的叶片数增加1枚,叶轮的出口宽度增加25.95%。

5 优化前后性能对比

5.1 旋流泵性能分析

图6是优化前后旋流泵扬程及效率对比图。从图6可以看出,在设计工况点,旋流泵的效率提高了 1.06%, 而在1.204、1.404、和1.604工况时效率分别提高了10.25%、5.12%和7.15%, 而旋流泵的扬程在设计工 况点降低了4.02%,在1.2Q_d、1.4Q_d、和1.6Q_d工况时分别降低了3.37%、4.01%和0.86%,说明在优化过程中,以 最大效率和最小叶片表面剪切应力作为目标,牺牲了旋流泵的一部分扬程作为代价。



图6 优化前后旋流泵扬程及效率对比

从数值计算结果中可以获得叶片表面附近流场的速度梯度值,从而计算得到叶片表面的剪切应力值。 优化后旋流泵叶片表面的平均剪切应力如图7所示。由图7可知,叶片表面的平均剪切应力随着旋流泵的 流量的增加而增加。对比分析发现,平均剪切应力 Tave在 1.0 Qa设计工况点,从优化前的 274.37 Pa 减少至 204.57 Pa,降低了 25.44%; τave在 0.8 Qa设计工况点时较最大值减小了 29.87%。



5.2 设计工况下叶片表面剪切应力分布分析

旋流泵叶片压力面的表面剪切应力在1.0Q_d设计工况点的分布如图8所示,其他设计工况下的分布类 似。从图8可以看出,优化后压力面及进口方向叶片表面剪切应力分布更加均匀,集中区域减弱,在叶片的 前缘处,消除了较大(5.92×10²Pa~7.93×10²Pa)的剪切应力(图8(c));从图8(b)和图8(d)可以看出,在进口 方向,在靠近叶片的出口处,优化后的叶片使得旋流泵内的流动更加稳定,固体颗粒对叶片的碰撞减少,叶 片表面的剪切应力得到显著地抑制,减少了固体颗粒对叶片表面的磨损。



图9是旋流泵优化前后叶片吸力面的剪切应力分布图。由图9可知,优化后,在叶片吸力面的前缘大的 剪切应力获得了有效地控制,大的剪切应力区域面积减小;在叶片的吸力面上,如图9(b)中红色虚线标记区 域所示,优化后该区域的剪切应力值得到了削弱。



6讨论

旋流泵在生活生产中被广泛地应用,但由于固有的结构特点导致其水力效率低。为此首先对目前在旋流泵的设计及优化方面的研究现状作了总结和归纳,找到影响旋流泵性能的关键几何参数,进而采用中心 复合的方法对无叶腔宽度L、叶片数Z和叶片出口宽度b。进行了试验设计,基于固体颗粒采用粒子输运颗粒 模型(Particle Transport Solid)和 Finnie 磨损模型^[22],采用 CFD 数值计算获得了样本的性能特性,而后采用 Kriging模型建立了几何参数与旋流泵效率和叶片表面剪切应力的关系,最后利用非支配排序遗传算法对几 何参数进行多目标寻优并进行了性能预测和对比研究分析。

研究结果表明优化后旋流泵的叶片平均剪切应力显著降低,同时提高了旋流泵的效率,与文献[11、14] 优化设计的研究结果相似。旋流泵效率和叶片表面剪切应力不仅和旋流泵的设计有关系而且和旋流泵输 送的介质属性相关,且目前很难有统一的数学模型可以描述旋流泵内固-液两相流的流动规律,因此可以利 用统计学等方法,利用Kriging模型^[14-16]建立了旋流泵几何参数与效率和叶片表面剪切应力的数学关系,把非 直接相关性的量建立起联系,对所建立的数学模型求解,找到了最佳的旋流泵几何参数组合,研究更多的旋 流泵几何参数之间的交互效应有待进一步的分析。在旋流泵固-液两相流的磨损特性方面可以进一步的深 入研究。

7 结 论

1)提出了一套基于试验设计、近似模型及遗传算法的旋流泵性能特性的优化设计方法,通过数值模拟 验证了该方法的可行性,达到了提高旋流泵性能的目的。优化后旋流泵的效率得到了显著的提高,同时叶 片的表面剪切应力获得了降低。

2)通过NSGA-II算法,优化后确定了旋流泵无叶腔长度、叶片宽度和叶片数分别为:25 mm,8 枚和 26.45 mm;优化后旋流泵无叶腔的宽度降低了 16.67%,叶轮的叶片数增加 1 枚,叶轮的出口宽度增加 25.95%。

3)优化后,在设计工况点旋流泵的效率提高了1.06%,叶片平均剪切应力从优化前的274.37 Pa减少至204.57 Pa,降低了25.44%。叶片表面剪切应力集中区域减弱,消除了在叶片的前缘处较大的剪切应力;在靠近叶片的出口处,叶片的表面的剪切应力得到显著抑制。

参考文献:

- [1] RUTSCHI K. Die arbeitsweise von freistrompumpen (The operating principle of vortex pumps)[J]. Schweizerishe Bauzeitung, 1968(8):574-582.
- [2] SCHIVLEY G P, DUSSOURD J L. An Analytical and Experimental Study of a Vortex Pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 1970, 92(4):889-890.
- [3] 李世煌,封俊.旋流泵的研究现状及其发展建议[J].北京农业工程大学学报,1987(3):1-6.
- [4] 权辉,傅百恒,李仁年.旋流泵的研究现状及发展趋势[J].流体机械,2016,44(9):36-40.
- [5] 刘天宝,赵万勇,李易松.旋流泵的研究现状与展望[J].流体机械, 2007, 35(1):32-36.
- [6] 汪永志, 施卫东, 董颖. 旋流泵的研究现状与展望[J]. 排灌机械工程学报, 2004, 22(2):8-11.
- [7] 黄道见, 关醒凡. 旋流泵模型实验研究[J]. 水泵技术, 2002(2):30-31.
- [8] 沙毅,杨敏官,康灿.旋流泵的特性分析与设计方法探讨[J].农业工程学报,2004,20(1):124-127.
- [9] 沙毅, 刘祥松. 旋流泵固液两相流输送特性试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(22):76-82.
- [10] 沙毅,杨敏官,康灿.污水渣浆旋流泵设计及特性试验[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2005, 26(2):153-157.
- [11] 高雄发, 施卫东, 张德胜. 基于 CFD 正交试验的旋流泵优化设计与试验[J]. 农业机械学报, 2014, 45(5):101-106.
- [12] 郑铭, 袁寿其. 旋流泵结构参数对泵性能的影响[J]. 农业机械学报, 2000, 31(2):46-49.
- [13] AHMAD NOURBAKHSH, HAMED SAFIKHANI, SHAHRAM DERAKHSHAN. The comparison of multi-objective particle swarm optimization and NSGA II algorithm: applications in centrifugal pumps[J]. Engineering Optimization, 2011, 43(10):1 095-1 113.
- [14] ZHANG Y, HU S, WU J, et al. Multi-objective optimization of double suction centrifugal pump using Kriging metamodels[J]. Advances in Engineering Software, 2014, 74(4):16-26.
- [15] ZHANG Y, HU S, WU J. Modeling and multi-objective optimization of double suction centrifugal pump based on Kriging Meta-models[M]. Advances in Global Optimization., 2015(1):251-261.
- [16] ESTECO Inc. modeFRONTIER 2016[CP]. ESTECO Inc, Italy, 2016.
- [17] 赵选民. 试验设计方法[M]. 北京:科学出版社, 2006.
- [18] 万伦,宋文武,符杰.隔舌安放角对中比转速离心泵非定常性能的影响[J].灌溉排水学报, 2018, 37(9):86-92.
- [19] 高红艳,魏占民. 镫口扬水灌区输水干渠来沙特性解析[J]. 灌溉排水学报, 2018, 37(7):99-105.

[20] 陈雪丽,魏正英,马睿佳,等.灌溉输水管道沟槽减阻研究[J].灌溉排水学报, 2018, 37(3):90-95.

[21] 高振军,李浩,刘建瑞,等.回流孔径对磁力驱动离心泵内部流动的影响分析[J].灌溉排水学报,2017,36(11):70-78.

[22] ANSYS Inc. ANSYS CFX, Release 17.0[CP]. ANSYS Inc, USA, 2017.

Optimal Design of Vortex Pump Using Approximate Model and the Non-dominated Sorting Genetic Algorithm

YE Daoxing^{1,2}, LI Hao^{1*}, MA Qiuyan³, HAN Qibiao¹, SUN Xiulu¹

(1.Farmland Irrigation Research Institute, CAAS/Key Laboratory of Water-saving Agriculture of Henan Province, Xinxiang 450002, China; 2.Key Laboratory of Fluid and Power Machinery, Ministry of Education, Xihua University, Chengdu 610039, China; 3.Henan Institute of Science and Technology, Xinxiang 453002, China)

Abstract: [Objective] The cavity width L, blade width b_2 and the number of blades Z are the most important geometric parameters affecting the performance of vortex pump. This paper aims to present a method to optimize the vortex pump. [Method] The study was based on approximate model and the non-dominated sorting genetic algorithm II (NSGA-II), in which the pump cavity length, blade width and the number of blades were calculated using the central composite design of DoE (design of experiment). The performance of the designed pump was examined using CFD, and the effect of L, b_2 and Z on vortex pump efficiency and shear stress on the blade wall was calculated using the Kriging model. The NSGA-II was used to optimize the geometric parameters. [Result] The optimal parameters calculated from the methods were L=25 mm, Z=8, $b_2=26.45 \text{ mm}$. [Conclusion] We proved that CFD and NSGA-II can be used in a combination to calculate the optimal parameters of the vortex pump, and they can significantly improve efficiency of the pump and reduce the shear stress on the blade. Our results revealed that the optimization can reduce the width of the non-blade cavity by 16.67%, and increase the number of blades of the impeller and the outlet width of the blade by 1 and 25.95% respectively. At the design flow rate, the optimal design increased pump efficiency by 1.06% and reduced the average shear stress on the blade from 274.37 Pa to 204.57 Pa. The optimal design made the shear stress on the blade more uniform, in addition to reducing the shear stress on the outlet of the blade.

Key words: vortex pump; performance optimization; blade surface shear stress; efficiency; NSGA-II algorithm

责任编辑:陆红飞