

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2015.11.009

小流量工况下低比转速离心泵 内部流场的数值分析*

李凤琴, 李 晔*, 李晓俊, 夏 密

(浙江理工大学 浙江省流体传输技术重点实验室, 浙江 杭州 310018)

摘要:针对小流量工况下低比转速离心泵内部流动特性问题,通过运用计算流体力学软件 FLUENT,并采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型和 SIMPLE 算法,对离心泵内部流场进行了数值模拟。采用 3 种不同网格数对离心泵模型进行了网格无关性分析以验证提高数值计算的准确性。沿进水管至其进口端设置了监测点,分析了周向速度和轴向速度,得出了不同工况下发生回流的位置,分析比较了 4 种流量工况下离心泵内部的流场分布。结果表明:0.7 Q_d 工况下,进水管和叶轮流道中的流线均比较平滑,离心泵内部流动比较稳定。0.6 Q_d 工况下,叶轮进口和叶轮流道开始产生了漩涡。随着流量的进一步降低,叶轮进口回流强度增大,叶轮流道中的漩涡逐渐向其相邻流道中扩展,离心泵内部的流态十分紊乱。

关键词:离心泵;低比转速;数值模拟;回流;漩涡

中图分类号:TH311;TH122

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2015)11-1438-05

Numerical investigation of internal flow field in a low-specific speed centrifugal pump at low flow rate

LI Feng-qin, LI Yi, LI Xiao-jun, XIA Mi

(Key Laboratory of Fluid Transmission Technology of Zhejiang Province,
Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: Aiming at investigating flow characteristics in a low-specific speed centrifugal pump at low flow rates, calculations were performed with a commercial software package, FLUENT. Turbulence was simulated with the SIMPLE algorithm based on the RNG $k-\varepsilon$ model. The grid independence was checked by applying three kinds of mesh to improve the accuracy of numerical simulation. Monitoring points were created from the impeller inlet to the suction inlet to get backflow location at different flow rates. Based on the comparative analysis of the velocity and pressure distributions, the results indicate that the streamlines of suction and impeller passages are quite smooth and the flow is stable in centrifugal pump at 0.7 Q_d . Vortical structures are first observed in the inlet of impeller and impeller passages at 0.6 Q_d . With further decreasing flow rate, the strength of backflow in impeller inlet is intensified and vortexes in impeller passages are extended to the adjacent passage. The whole flow patterns become disordered.

Key words: centrifugal pump; low-specific speed; numerical simulation; backflow; vortex

0 引 言

低比转速离心泵流量小、扬程高,广泛应用于石油化工、核能核电、农业灌溉、航空航天等领域。小流量

工作不稳定性是低比转速离心泵存在的关键技术难题,它严重影响了泵系统的可靠性和工作寿命^[1]。由于低比转速离心泵的叶轮流道长而窄,小流量工况下很容易在叶轮进口产生回流,叶轮流道中产生流动分

收稿日期:2015-06-08

基金项目:浙江省自然科学基金重点资助项目(LZ15E090002);流体及动力机械教育部重点实验室开放基金资助项目(SZJJ2014-034);浙江省151人才工程和浙江理工大学流体工程技术创新团队资助项目(11132932611309)

作者简介:李凤琴(1989-),女,安徽安庆人,主要从事流体机械方面的研究。E-mail:15700197580@163.com

通信联系人:李 晔,女,教授,硕士生导师。E-mail:liy@zstu.edu.cn

离等现象。回流的产生会消耗能量致使水力损失增加,降低了低比转速离心泵的效率。漩涡形成和破裂的过程中会产生振动和噪声,降低了运行的可靠性。目前国内外学者主要通过试验方法^[2-5]和数值计算方法^[6-9]对离心泵内部流场进行了分析并取得了一些研究成果。

为了对小流量工况下低比转速离心泵内部出现的不稳定流动结构进行分析,本研究针对 4 种流量工况 $0.1Q_d, 0.3Q_d, 0.6Q_d, 0.7Q_d$, 对离心泵内部流场进行定常数值研究。获得不同工况下流场的压力、速度分布并分析其内部流动特性,为扩大低比转速离心泵稳定运行的安全区间提供理论参考。

1 几何模型与网格生成

1.1 几何模型

数值模拟选用的离心泵设计参数为:设计流量 $Q_d = 12.5 \text{ m}^3/\text{h}$, 扬程 $H = 20 \text{ m}$, 转速 $n = 2\,900 \text{ r/min}$, 比转速 $N_s = 66$, 叶轮外径 $D = 125 \text{ mm}$, 进口直径 $D_j = 44 \text{ mm}$, 叶片数 $Z = 5$ 。本研究根据水力木模图采用 Pro/E 软件对离心泵进行建模,计算模型如图 1(a) 所示。

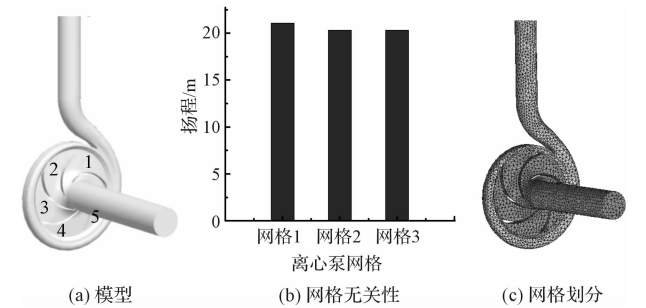


图 1 三维模型和网格信息

1.2 网格划分及网格无关性验证

离心泵采用 ICEM 进行网格划分。流体域分为 3 个计算部分,分别为进口管道、叶轮流道和蜗壳流道。由于离心泵结构的复杂性,整个泵模型采用适应性较好的四面体非结构网格。笔者选用 3 种不同网格数进行网格无关性验证,计算网格的信息如表 1 所示。针对离心泵在设计流量工况下,保持其他条件不变,笔者对所选的 3 种不同网格数的泵内部流场进行定常数值计算,通过对比预测扬程进行网格无关性分析,结果如图 1(b) 所示。由图 1(b) 看出,离心泵的网格数增大到一定数值时,预测扬程最终趋于一个恒定值。通过以上分析选用网格数二进行数值模拟研究,离心泵的网格划分如图 1(c) 所示。

表 1 离心泵网格数据信息

网格	进口段	叶轮	蜗壳	全流道
一	186 320	155 800	156 067	498 187
二	264 692	357 842	456 801	1 079 335
三	305 602	429 024	516 758	1 251 384

2 数值求解方法

2.1 湍流模型

湍流模型采用 RNG $k-\varepsilon$ 来封闭时均 N-S 方程组。在高雷诺数情况下,RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型考虑了平均流动中的旋转及旋流流动情况^[10-12]。其湍流模型为:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(a_\mu \mu_{\text{eff}}) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (1)$$
$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (2)$$

式中: k, ε, μ —湍动能、湍动能耗散率、湍流粘性系数; G_k —由平均速度梯度引起的湍动能的生成项; G_b —由浮力引起的湍动能的生成项; Y_M —可压缩湍流脉动膨胀对总耗散率的影响。

根据经验,常数可分别取值为: $C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.68, C_\mu = 0.0845, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

2.2 边界条件

计算域的进口采用速度入口 (velocity inlet) 边界条件,设置出口为自由出流 (outflow) 边界条件。叶轮与进口管道、叶轮与蜗壳之间设置交界面 (interface)。叶轮和泵壳与流体相接触的面均采用无滑移固壁条件,近壁区采用标准壁面函数。

3 计算结果与分析

叶轮进口流线图如图 2 所示。从图 2 中可以看出,泵在 $0.7Q_d$ 工况下工作时,叶轮进口没有出现回流,进水管中的流体速度迹线分布均匀。当 $Q = 0.6Q_d$ 时,仅在叶轮进口出现回流,进水管中流态较好。随着流量继续减小,回流漩涡变大,当流量减小到 $0.1Q_d$ 时,叶轮进口回流非常明显,进水管中形成多个漩涡并向其上游扩展,进水管中的流态变得十分紊乱。由以上分析可知,当泵在低于 $0.6Q_d$ 工况下工作时,叶轮进口产生了回流现象。回流流体由于受到叶轮旋转的作用而具有周向速度,从叶轮中倒流出来的流体在进水管道中与来流混合并将旋转能量传递给来流液体,引起回流漩涡。漩涡的产生造成较大的水力损失,严重

降低泵的效率。

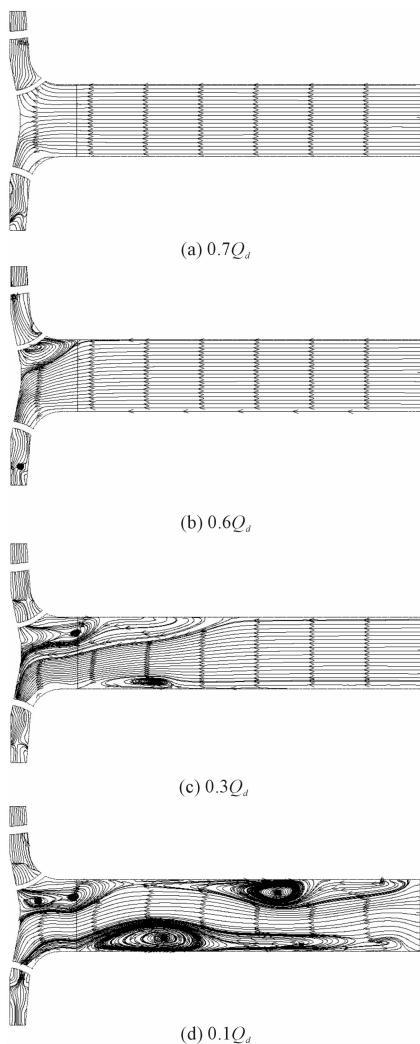


图 2 叶轮进口流线图

4 种流量工况下进口管中流体圆周速度分布如图 3 所示。本研究沿进水管道的管壁从叶轮进口截面至进口管道的进口端布置一系列监测点,进口管长度为 0 代表叶轮进口截面^[13-14]。从图 3 中可以看出,0.7 Q_d 工况下,各个监测点的圆周速度基本为 0,表明该流量工况下叶轮进口处的流体还没有发生预旋。0.6 Q_d 工况下,在叶轮进口处开始产生微小的圆周速度,0.3 Q_d 和 0.1 Q_d 工况下,叶轮进口处已有较大的周向速度,且流量越低产生的周向速度越大。在 0.6 Q_d 工况下,进口管中圆周速度基本为 0,流量降低到 0.3 Q_d 工况下,在叶轮进口截面至进水管 120 mm 处,开始出现圆周速度。0.1 Q_d 工况下,叶轮进口和整个进口管道中都具有较大的周向速度。从图 2(b) 中可以看出,0.6 Q_d 工况下,仅在叶轮进口产生轻微回流,其对进水管中的流态基本没有影响。随着流量降低,产生的周向速度增大,回流强度加剧。当流量减小到 0.1 Q_d ,圆周速度达到最大,从图 2(d) 中可以看出,预旋一直扩

展至进水管的进口端。

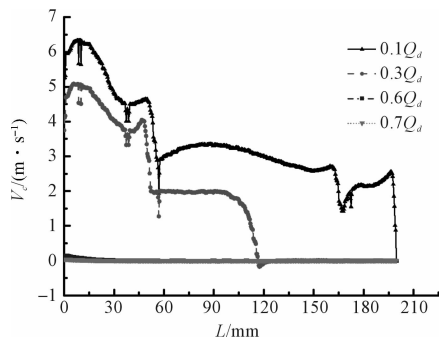


图 3 不同工况下圆周速度分布

进水管中不同流量下轴向速度分布如图 4 所示。以进口管中与主流相反的轴向速度为正方向,从图 4 中可以看出 0.6 Q_d 和 0.7 Q_d 工况下,进口管中的流体速度方向和主流方向相同,表明进水管中没有产生预旋。随着流量的降低,进口管中出现了与主流方向相反的轴向速度。流量减小到 0.3 Q_d ,其最大值达到 3 m/s,流量降低到 0.1 Q_d 时,轴向速度进一步增大。0.1 Q_d 和 0.3 Q_d 工况下,进口管道中具有与主流相反的轴向速度区域与具有周向速度的区域相同。

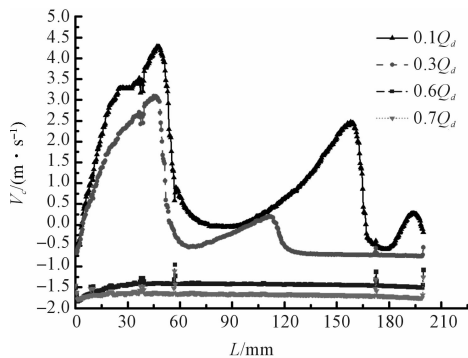


图 4 不同工况下轴向速度分布

叶轮中截面相对速度流线图如图 5 所示。流道 1 是正对蜗壳隔舌的流道,从图 5 中可以看出,0.7 Q_d 工况下,5 个流道中的流动均比较稳定,未出现漩涡。随着流量的降低,蜗壳隔舌与叶轮之间的强烈动静干涉作用改变了靠近隔舌流道中的流态。0.6 Q_d 工况下,在流道 1 出口产生了一个较大的漩涡,随着流量降低到 0.3 Q_d ,该漩涡向叶轮进口扩展,并在该流道的进口处产生了一个较小的漩涡,0.1 Q_d 工况下,大漩涡进一步向叶轮进口扩展。流道 5 进口在 0.6 Q_d 工况下产生一个较小漩涡,在出口形成一个较大的漩涡,大漩涡在 0.3 Q_d 和 0.1 Q_d 工况下的发展过程同流道 1 中漩涡的发展过程相同。随着流量的降低,流道 5 中的漩涡逐渐向流道 4 中扩展。在 0.1 Q_d 工况下,流道 4 进口出现一个较小的漩涡,靠近其出口出现一个较大的漩涡。漩涡的产生,严重影响了叶轮的过流能力,降低了泵的效率。

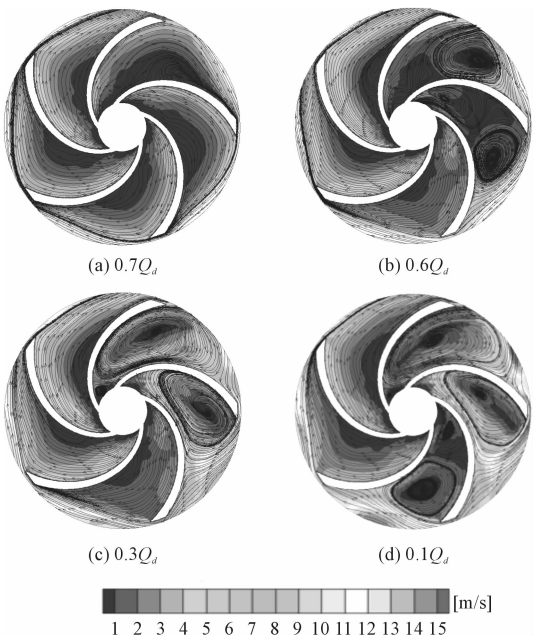


图 5 叶轮中截面相对速度流线图

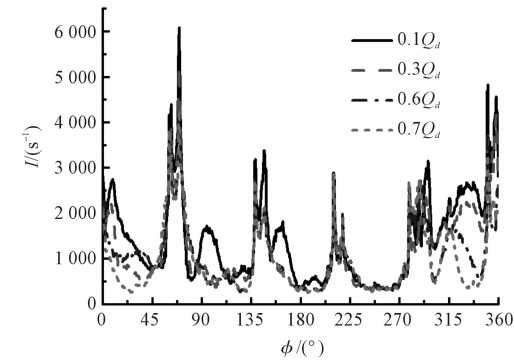


图 6 叶轮出口涡流强度

叶轮出口沿圆周方向的涡流强度分布如图 6 所示。圆周角 $\varphi=0^{\circ}$ 代表蜗壳的第Ⅶ断面, $\varphi=56^{\circ}$ 代表蜗壳隔舌位置。由图 6 可以看出, 4 种流量工况下, 沿圆周方向的涡流强度呈现周期性变化, 由于叶轮与蜗壳之间的强烈动静干涉作用, 在隔舌位置涡流强度出现了最大值。0. $6Q_d$ 和 0. $7Q_d$ 工况下, 涡流强度分布规律类似, 当流量由 0. $6Q_d$ 降低到 0. $1Q_d$, 涡流强度逐渐增大。由此表明随着流量的降低, 离心泵内部的流动越不稳定。

离心泵中截面总压分布如图 7 所示。从图 7 中可以看出, 4 种流量工况下, 叶轮流道总体趋势相似, 叶轮进口出现低压区, 此处易发生汽蚀。由于隔舌的阻碍作用靠近隔舌的流道出口出现局部高压区, 最高值达 280 kPa。在 0. $7Q_d$ 工况下, 可以看出等压线基本垂直于叶片的压力面, 当流量降低到 0. $3Q_d$ 时, 多个流道中的等压线不再垂直于压力面, 使叶轮流道中出现了流动分离。当流量进一步降低到 0. $1Q_d$, 从图 5 (d) 中可以看出, 所有流道的前缘都出现了流动分离。

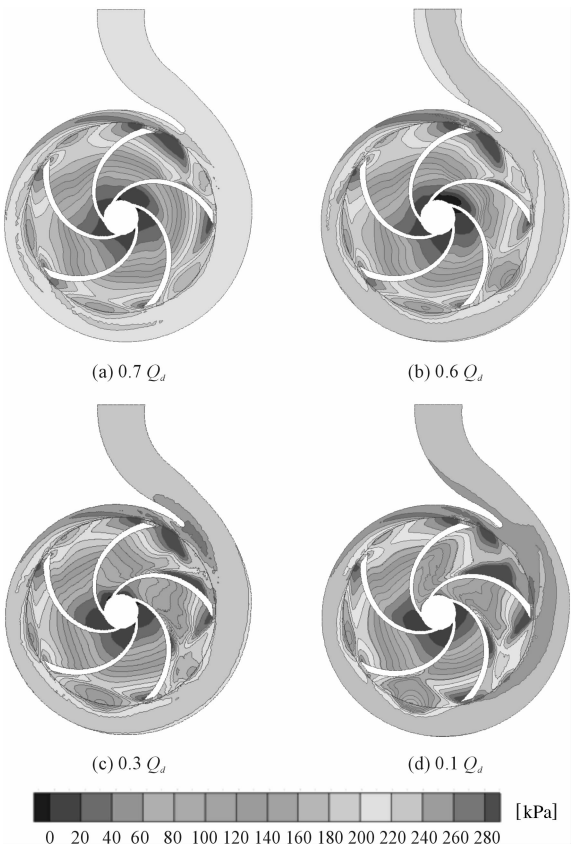


图 7 中截面总压图

4 结束语

本研究通过 FLUENT 软件, 对低比转速离心泵的 4 种小流量工况进行了数值分析, 得出小流量工况下不稳定流动的关键流动点是 0. $6Q_d$, 通过周向速度和轴向速度分析可得出不同工况下出现回流的位置。随着流量的进一步减小, 叶轮进口的回流强度增大, 回流漩涡逐渐向进水管的进口端扩展, 叶轮流道中的漩涡也逐渐增大并向其相邻的流道中扩展。

本研究通过对低比转速离心泵内部流动特性的分析, 揭示了小流量工况下低比转速离心泵内部的不稳定流动规律, 可为低比转速离心泵的优化设计、扩大低比转速离心泵的安全稳定运行范围和延长使用寿命提供参考。

参考文献 (References) :

[1] 刘厚林, 谈明高. 离心泵现代设计方法 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2013.

[2] PEDERSEN N, LARSEN P S. Flow in a centrifugal pump impeller at design and off-design conditions-Part I: Particle image velocimetry (PIV) and laser Doppler velocimetry (LDV) measurements [J]. **Journal of Fluids Engineering**, 2003, 125 (1) : 61-72.

- [3] BREBBEB C E. Hydrodynamics of pumps [M]. Cambrigeshire: Cambridge University Press,2001.

[4] PEDERSEN N, LARSEN P S. Flow in a centrifugal pump impeller at design and off-design conditions Part I: Particle image velocimetry (PIV) and laser Doppler velocimetry (LDV) measurements[J]. **Journal of Fluids Engineering**, 2003,125(1) :61-72.

[5] 付燕霞,袁寿其,袁建平,等. 离心泵小流量工况下的内部流动特性[J]. 排灌机械工程学报,2014,32(3) :185-190.

[6] 黄 思,吴玉林. 离心泵全三维流场的大涡数值模拟[J]. 华南理工大学学报:自然科学版,2006,34(4) :111-114.

[7] 张翅翔,李 旻,张玉良,等. 极大流量工况下离心泵内部流场数值分析[J]. 机电工程,2014,31(8) :974-978,1021.

[8] 李安虎,李 红,刘炜巍,等. 离心泵蜗壳内流场的数值模拟[J]. 通用机械,2004,(11) :50-53.
- [9] 刘 平. 基于 ANSYS CFX 的吸鱼泵的内部流场分析[J]. 流体机械,2014(11) :43-46.

[10] SPEZIALE C G, THANGAM S. Analysis of an RNG based turbulence model for separated flows[J]. **Engineering science**,1992(10) :1379-1388.

[11] 郭景鹏,罗兴绮,刘胜柱. 离心泵内叶轮与蜗壳耦合流动的三维紊流数值模拟[J]. 农业工程学报,2005,21(8) :1-5.

[13] 林 玲,牟介刚,郑水华,等. 平衡鼓间隙对离心泵轴向力平衡的影响[J]. 轻工机械,2013,31(6) :13-15.

[14] 梁 赟. 离心泵进口回流流场特性及控制研究[D]. 镇江:江苏大学机械工程学院,2011.

[15] 王国涛,徐 燕. 高速深井离心泵内部流场数值模拟与试验研究[J]. 流体机械,2015(4) :8-11.
- [编辑:李 辉]

本文引用格式:

李凤琴,李 旻,李晓俊,等. 小流量工况下低比转速离心泵内部流场的数值分析[J]. 机电工程,2015,32(11) :1438 - 1442.

LI Feng-qin, LI Yi, LI Xiao-jun, et al. Numerical investigation of internal flow field in a low-specific speed centrifugal pump at low flow rate[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2015,32(11) :1438 - 1442.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

(上接第 1406 页)

- (1)设备控制误差;
- (2)工件装夹和安装误差;
- (3)曲面拟合误差;
- (4)研抛头的实际加工半径和计算半径的误差。

6 结束语

随着现代人们对复杂曲面质量的要求提高,带动了复杂曲面加工设备的进一步发展。本研究根据 Preston 理论,在五轴复杂曲面研抛装置中,从工件与研抛工具头在工作过程中的相对速度入手,推导出了复杂曲面加工的去除函数模型,加工进给模型,并进一步推得残差模型,根据残差模型验证数控加工选择步长的合理性,并以一个凸面镜工件为例进行了实验测试。实验结果表明,本研究获得了较好的表面质量,说明所建立的曲面研抛加工模型的正确性和实用性。

本研究中采用的是 K9 玻璃的凸透镜,在后续的研究中,应该逐步把所建立的模型应用到不同的材料、不同形状的工件和不同形状的研抛头中去,使所建立的模型更加具有普遍性。

参考文献 (References) :

- [1] 周志雄,周秦源,任莹晖. 复杂曲面加工技术的研究现状与发展趋势[J]. 机械工程学报,2010(17) :105-113.

- [2] 王 毅,倪 颖,余景池. 小型非球面数控抛光技术的研究[J]. 光学精密工程,2007(10) :1527-1533.
- [3] 潘 日,王振忠,郭隐彪,等. 大口径轴对称非球面气囊抛光进动运动建模及控制[J]. 机械工程学报,2012(11) :183-190.
- [4] ZHANG L, HE X S, YANG H R, et al. An integrated tool for five-axis eletrorheologicalfluid-assisted polishing [J]. **International Journal of Machine Tool & Manufacture**, 2010,50(8) :737-740.
- [5] SCHINHAERL M, SMITH G. Mathematical modeling of influence functions in computercontrolled polishing:partI[J]. **Applied Mathematical Modeling**, 2008, 32 (12) : 2888-2906.
- [6] 史永杰,郑 堤,王龙山,等. 非球面精密数控研抛中研抛力的控制[J]. 光学精密工程,2011(5) :1013-1021.
- [7] 计时鸣,张 利,金明生,等. 气囊抛光技术及其研究现状[J]. 机电工程,2010,27(5) :1-12.
- [8] JIN Ming-sheng, JI Shi-ming, ZHANG Li, et al. Material removal model and contact control of robotic gasbag polishing technique[J]. **Robotics, Automation and Mechatronics**, 2008(9) :879-883.
- [9] 王权陡,刘民才,张洪霞. 数控抛光技术中抛光盘的去除[J]. 光学技术,2000(1) :32-34.

[编辑:李 辉]