

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.01.011

两段变曲率叶型离心泵流场数值模拟*

王 洋 李敏敏 张文静 蒋其松

(江苏大学流体机械工程技术中心, 镇江 212013)

【摘要】 采用 CFD 技术对两段变曲率叶型离心泵内部流动进行定常和非定常三维数值模拟, 并和设计参数相同的普通叶型离心泵进行对比, 得到内部流场特征及监测点的压力脉动情况。结果表明, 两段变曲率叶型离心泵可以很好地防止叶轮内尾流的产生和发展。叶轮与隔舌间的动静干涉是产生泵压力脉动的主要脉动源, 且流量越大, 隔舌处压力脉动越大。同一流量下, 两段变曲率叶型离心泵的压力脉动幅值比普通离心泵小, 在一定程度上减小了泵的水力损失。

关键词: 离心泵 两段变曲率叶型 流场 数值模拟 压力脉动

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)01-0053-05

Numerical Simulation of Interflow Field in Centrifugal Pump with Double Curvature Blade

Wang Yang Li Minmin Zhang Wenjing Jiang Qisong

(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract

The steady and unsteady interflow fields in centrifugal pump with double curvature blade were investigated by CFD, which was compared with general centrifugal pump in the same design parameters. The characteristic of interflow fields and pressure fluctuations at different monitoring points were obtained. The results showed that it can prevent the impeller from emerging and developing wake flow in double curvature blade centrifugal pump. The main factor which created the pressure fluctuation in the pump was the interaction between the impeller and the tongue, and with the flow rate increased, the pressure fluctuations at the tongue were getting bigger. At the same flow rate, the pressure fluctuation's amplitude value on double curvature blade type centrifugal pump was smaller than the ordinary centrifugal pump, which reduced the pump's hydraulic loss to some extent. The results are served as the theory basis in optimization of pump structure and reduction of pump's noise and vibration.

Key words Centrifugal pump, Double curvature blade, Interflow field, Numerical simulation, Pressure fluctuation

引言

高扬程、小流量的低比转数离心泵被广泛用于化工、矿山、石油、农业生产以及食品诸多领域。低比转数离心泵叶轮的流道窄而长, 圆盘摩擦损失较大, 因此泵的效率很低^[1-2]。研究表明, 为了提高低比转数离心泵的扬程和效率, 应该减小叶轮的直径, 提高叶片的出口角和叶片数。但是叶片数过多会造

成叶轮进口处排挤和摩擦损失的增大, 一般采用长短叶片复合的叶轮, 从而减小叶轮进口处的排挤, 改善液流在叶轮流道内部的扩散程度, 起到稳定液流的作用。

两段变曲率低比转数离心泵是以长、短叶片复合的离心泵为基础, 其设计理念是改善叶轮的流场和压力场, 通过设置短叶片, 防止尾流的产生和发展, 后弯叶片主要是为了增大叶轮的出口安放角, 从

收稿日期: 2011-09-29 修回日期: 2011-10-13

* “十一五”国家科技支撑计划资助项目(2008BAF34B15)

作者简介: 王洋, 研究员, 主要从事流体机械及工程研究, E-mail: pgwy@ujs.edu.cn

而提高泵的性能。按此理念设计的低比转数离心泵在实际工作中已得到一定的应用。Холпешков П П^[3]提出了大出口角的低比转数两段变曲率叶型离心泵的改型方法。目前,国内对低比转数两段变曲率叶型离心泵尚未有系统研究。

近年来,随着计算流体力学的发展,CFD 技术因其具有设计周期短、费用低等优势,越来越多的用于水泵的性能预测、流场分析、分析泵的压力脉动以及泵的设计和优化方面^[4-5]。为了分析两段变曲率叶型离心泵的特点,本文将其与设计参数相同的普通叶轮离心泵进行对比,利用 ANSYS CFX12.0 进行三维不可压缩数值模拟,分析泵在定常与非定常情况下的内部流动特征及压力脉动情况。

1 几何模型

研究对象为某一型号的低比转数离心泵,采用两种不同的叶片布置。1 号泵叶轮为普通叶轮,采用均布的 6 枚长叶片,无短叶片。2 号泵叶轮为两段变曲率叶片,长、短叶片各 8 枚。除此外,两叶轮的其他主要设计参数完全相同。叶轮进口直径 $D_0=55\text{ mm}$,叶轮外径 $D_2=180\text{ mm}$,叶片宽度 $b_2=7\text{ mm}$,蜗壳基圆直径为 $D_3=190\text{ mm}$,蜗壳的进口宽度为 18 mm ,该泵的设计流量 $Q_d=25\text{ m}^3/\text{h}$,设计扬程 $H_d=50\text{ m}$,转速 $n=2\,900\text{ r/min}$ 。叶轮模型如图 1 所示。

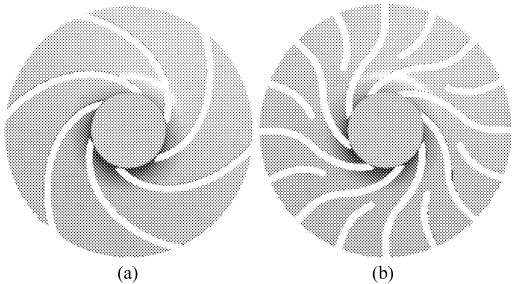


图 1 叶轮模型
Fig. 1 Impeller models
(a) 普通叶轮 (b) 两段变曲率叶片叶轮

2 数值分析方法

2.1 网格划分

通过 Pro/E 进行实体建模,然后导入 ICEM 对模型进行网格划分。建模时,为了避免进口旋涡区对流场及流量的影响,在叶轮进口段加一进口管,其长度为进口直径的 3 倍;考虑到出口边界条件对蜗壳出口流场以及收敛性的影响,在蜗壳出口段加一出口管,其长度为出口直径的 5 倍,且进出口管使用结构化六面体网格;而叶轮和蜗壳流道形状复杂,采用非结构四面体网格。

2.2 计算方案及边界条件

数值模拟计算采用 ANSYS CFX 12.0 求解雷诺时均方程,其中的雷诺应力项采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流方程模型求解并封闭方程组。在 ANSYS CFX12.0 中,采用有限体积法对方程组进行离散,离散过程中的对流项采用高分辨率格式 (high resolution scheme),湍流数值项采用一阶格式 (first order)。定常计算时,叶轮与蜗壳利用冻结转子法 (frozen rotor) 耦合。非定常计算时叶轮与蜗壳间耦合使用瞬态转子-定子法 (transient rotor-stator),以定常计算结果为非定常计算的初始条件,时间步长为 $5.747 \times 10^{-5}\text{ s}$,每一时间步长叶轮旋转 1° 。每个时间步长迭代 50 次。

进口边界条件指定为速度进口条件,即假定进口速度在轴向均匀分布、无旋,其值通过流量和进口过流断面面积确定。出口边界条件为自由出流条件,认为泵内流动在出口处已达到充分发展状态。壁面为无滑移壁面,近壁区使用伸缩壁面函数 (scalable wall function) 处理。计算模型壁面等效粗糙度 R_ε ,叶轮为 0 mm ,即光滑表面,蜗壳为 0.025 mm 。

定常计算收敛判据有 2 个:所有残差小于 10^{-5} ;每 100 步迭代进、出口总压变化不超过 1 kPa 。计算工况为 $(0.6 \sim 1.4) Q_d$ 。

3 定常计算结果分析

由图 2 可知,蜗壳内静压随着蜗壳包角的增加而增大,其内部静压小于扩散管处静压,在隔舌附近由于部分流体回流到蜗壳内部,在隔舌附近存在较大的压力梯度,导致隔舌处压力显著提高。其中 1 号泵在隔舌处的静压大于 2 号泵,这也是能量损失比较大的地方。除隔舌外,各断面静压相差不大,蜗壳内的静压较均匀。

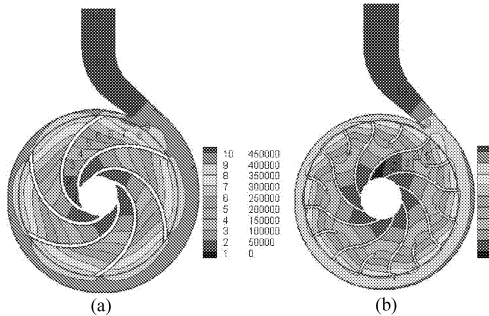


图 2 设计工况下静压云图
Fig. 2 Static pressure distribution contour at Q_d
(a) 普通叶轮 (b) 两段变曲率叶片叶轮

叶轮流道内流体的压力从进口到出口压力逐渐增加,最低压力出现在叶轮进口处且靠近叶片背面,这与叶轮发生汽蚀的部位相一致。在同一半径处叶片工作面上的静压明显高于背面的静压。两模型叶轮内

部静压变化梯度变化相差不大,低比转数两段变曲率叶型离心泵叶轮出口附近静压小于普通离心泵。而两泵具有相同的出口静压,说明低比转数两段变曲率叶型离心泵的蜗壳将更多的动能转化成静压能。

由图 3 可知从叶轮进口到出口速度逐渐增加,这是由于速度主要由周向速度决定,径向速度比周向速度低一个数量级,其中 1 号泵的叶轮沿叶轮半径方向速度梯度相差不大,在叶轮出口靠近隔舌处,出现了速度梯度的畸变,说明此处产生了回流。2 号泵叶轮在叶片折弯成径向出口部分的能量主要以动

能形式迅速增加,速度变化梯度大,整个叶轮内速度分布较均匀,较好地控制了回流的产生。可能的原因是叶轮的出口安放角较大,使得叶轮的出口速度较大,在一定程度上冲刷尾流;而且长、短叶片组成的流道小,不易产生二次回流,在一定程度上减小了泵的水力损失。

4 非定常计算结果分析

定常计算的前提是假定流场的压力、速度等参数不随时间变化,非定常计算则是在三大守恒方程中引入了时间项来描述流场,故反映的是流场在不同时刻的流动情况。由于离心泵蜗壳的三维非轴对称性结构,叶轮和蜗壳的动静干涉作用使泵内产生非稳定流动,这些非稳定流动会影响到泵的效率以及产生振动和噪声^[6-12]。因此,在泵的设计过程中除满足扬程要求外,还需考虑叶轮和蜗壳动静干涉作用产生的流场波动。叶轮旋转一周的时间为 T ,图 4、图 5 分别为 1 号泵和 2 号泵在设计工况下不同时刻的静压分布。相邻两幅图时间间隔为 $T/5$ 。

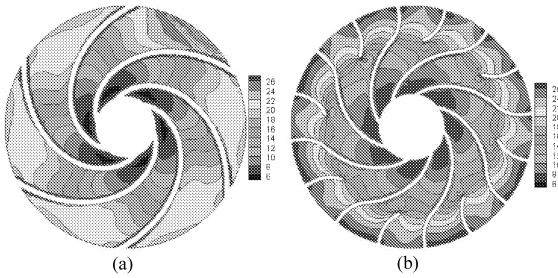


图 3 设计工况下绝对速度云图

Fig. 3 Absolute velocity distribution contour at Q_d

(a) 普通叶轮 (b) 两段变曲率叶片叶轮

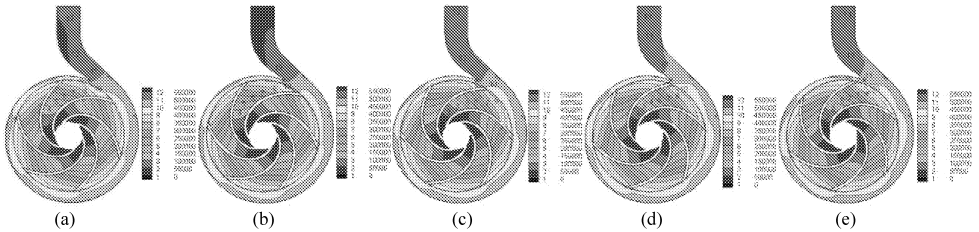


图 4 1 号泵不同时刻的静压云图

Fig. 4 Static pressure distribution contour at different time in pump 1

(a) t'_0 (b) t'_1 (c) t'_2 (d) t'_3 (e) t'_4

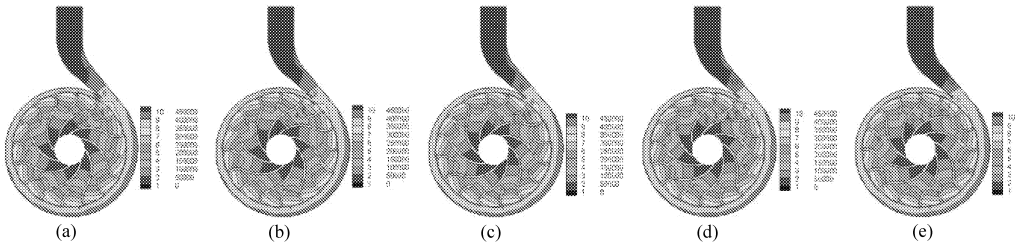


图 5 2 号泵不同时刻的静压云图

Fig. 5 Static pressure distribution contour at different time in pump 2

(a) t_0 (b) t_1 (c) t_2 (d) t_3 (e) t_4

由图 4、5 分析可知,随着叶轮旋转,在不同时刻,1 号泵的内部静压分布和出口压力均有明显不同。叶片在扫过蜗壳隔舌的一个周期内,隔舌附近出现强烈的静压波动。当叶片瞬时扫过隔舌时,隔舌附近的静压降到最小值;当叶片远离隔舌时,隔舌附近的静压值又逐渐恢复到最大。在叶轮旋转的一个周期内,2 号泵内部压力变化不太明显,这说明了其压力脉动情况比普通离心泵小。

对隔舌位置以及泵出口进行静压监测,如图 6

所示。图 7 表示随叶轮旋转一周隔舌附近静压脉动曲线图。压力变化出现周期性波动时开始采集数据。

由图 7 可以看出,压力脉动呈现周期性变化。由于计算时叶轮相对蜗壳位置的不同,在不同时刻出现波峰和波谷。1 号泵的叶片数 6,叶轮旋转一周,叶片与蜗壳隔舌处耦合 6 次,叶轮每转动一周,压力就会有 6 次波动。2 号泵有 8 个长叶片和 8 个短叶片,叶轮每转动一周,压力就会有 8 次脉动,每个周期内还有 2 个小周期,这是由于短叶片的影响。

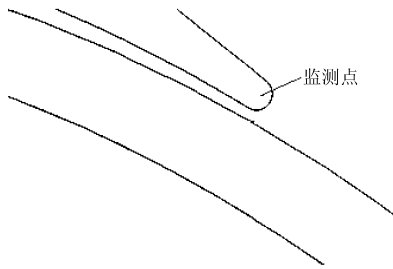


图 6 压力监测点的设置

Fig. 6 Pressure monitoring point's position

1 号泵在 $0.6Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 和 $1.4Q_d$ 工况下,隔舌附近压力脉动最大幅值分别为 42 123、43 528 和 44 062 Pa,可见压力幅值变化不明显,且随流量增大,压力脉动越剧烈。2 号泵在 $0.6Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 和

$1.4Q_d$ 工况下,隔舌处压力脉动最大幅值分别为 29 871、34 296 和 38 189 Pa,可见小流量工况下,叶片扫过隔舌时,隔舌附近的压力幅值比设计工况下小,表明小流量工况下,隔舌附近的静压脉动受叶轮和蜗壳间动静干涉影响较小;大流量工况下,叶片扫过隔舌时,隔舌附近的静压幅值比设计工况大。这表明流量越大,压力脉动越剧烈。

由图 7 可知,在相同工况下,1 号泵隔舌处的压力幅值较 2 号泵小很多。这与图 5 在隔舌附近的静压云图分布相一致。

图 8 为两泵不同工况下出口平均总压脉动曲线,在 $0.6Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 、 $1.4Q_d$ 工况下,1 号泵出口总压脉动最大幅值分别为 37 670、37 904、38 052 Pa;而

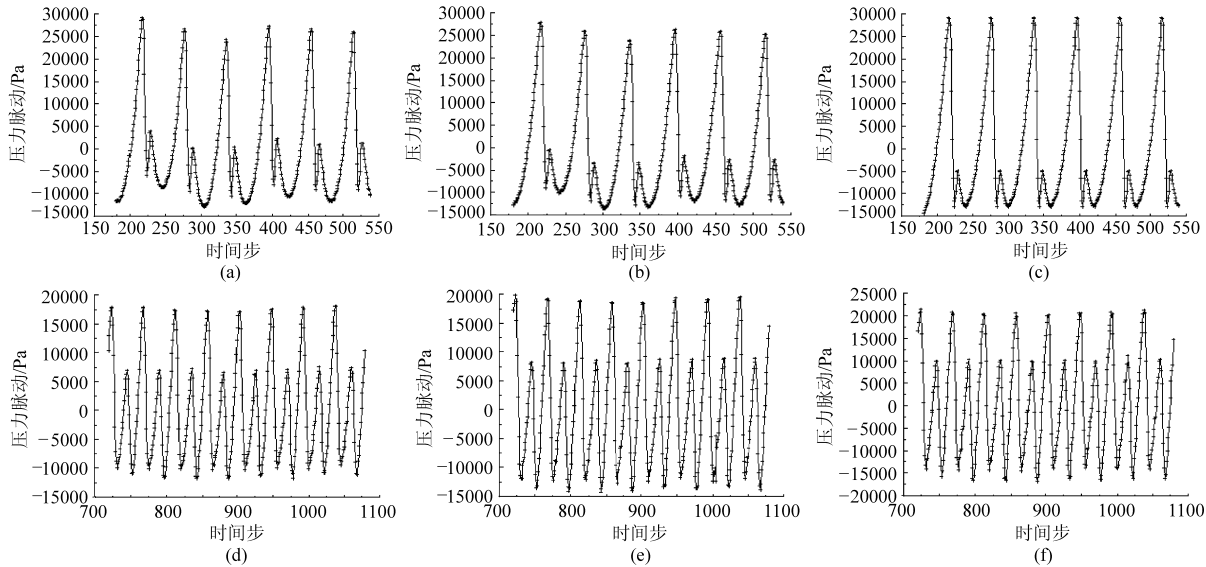


图 7 不同工况下隔舌处的压力脉动

Fig. 7 Pressure fluctuation of tongue at different flow rates

(a) 1 号泵 $0.6Q_d$ (b) 1 号泵 $1.0Q_d$ (c) 1 号泵 $1.4Q_d$ (d) 2 号泵 $0.6Q_d$ (e) 2 号泵 $1.0Q_d$ (f) 2 号泵 $1.4Q_d$

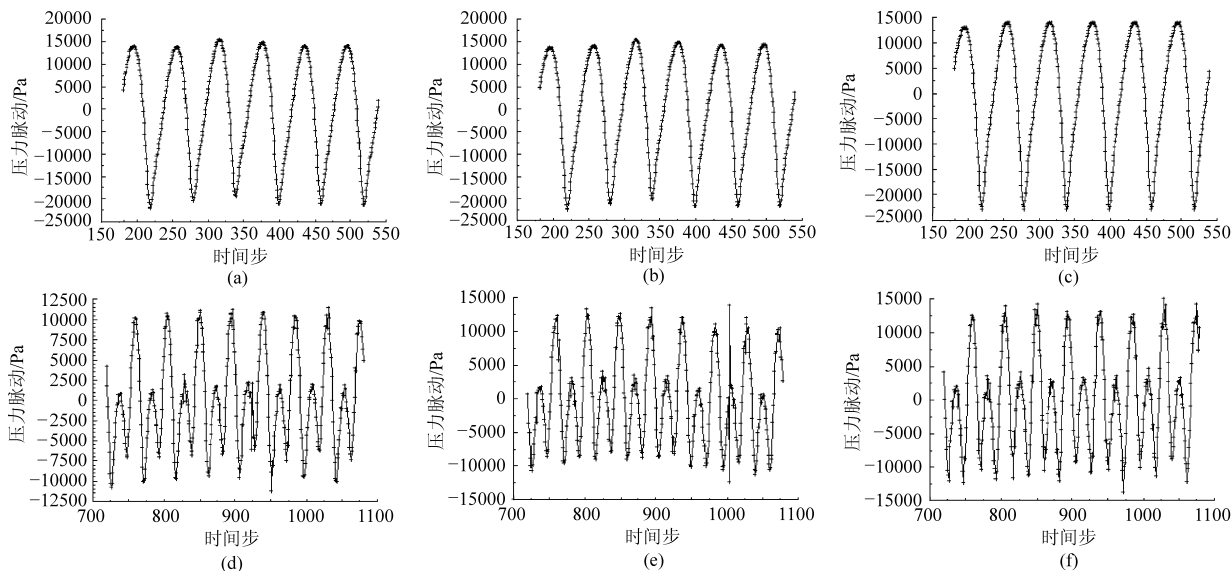


图 8 不同工况下出口总压脉动

Fig. 8 Outlet total pressure fluctuation at different flow rates

(a) 1 号泵 $0.6Q_d$ (b) 1 号泵 $1.0Q_d$ (c) 1 号泵 $1.4Q_d$ (d) 2 号泵 $0.6Q_d$ (e) 2 号泵 $1.0Q_d$ (f) 2 号泵 $1.4Q_d$

2号泵分别为22 707、26 172、28 784 Pa。可以看出,与普通离心泵相比,低比转数两段变曲率叶型离心泵出口总压波动幅值小。

由以上分析可知,具有相同设计参数时,低比转数两段变曲率叶型离心泵压力波动的幅值比普通离心泵小,这在一定程度上表明低比转数两段变曲率叶型离心泵比普通离心泵噪声低,振动小。

5 试验

为了准确地了解水力模型的技术指标,对两段变曲率叶型离心泵进行了性能试验,结果如图9所示。数值计算与试验结果在趋势上基本一致。设计点计算值与试验值相比,扬程误差为3.5%,效率误差为2.75%,误差在允许的范围内。说明数值模拟能够较好地反映泵的流动情况。

6 结论

(1) 两段变曲率叶型叶轮在叶片折弯成径向出

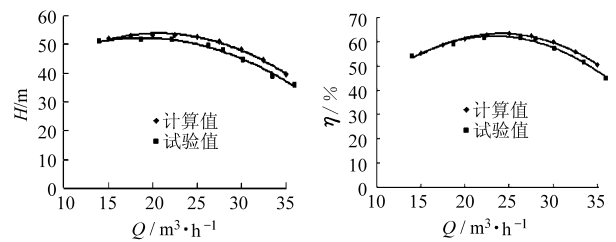


图9 计算值和试验值的对比

Fig. 9 Performance curves of calculation and experiment

口部分的能量主要以动能形式迅速增加,在一定程度上冲刷尾流,防止回流的产生。

(2) 在旋转叶轮与静止蜗壳的相互干涉产生的压力脉动中,隔舌起着绝对作用,是产生压力脉动的主要脉动源,且流量越大,隔舌处的压力脉动越剧烈。在水力设计中应予以高度重视。

(3) 相同设计参数下,两段变曲率叶型离心泵压力脉动幅值比普通离心泵小,降低了泵的噪声和振动,在一定程度上减小了泵的水力损失。

参 考 文 献

- 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京:宇航出版社,1995.
- 袁寿其. 低比转数离心泵理论与设计[M]. 北京:机械工业出版社,2007.
- Xonnehkob II P. 设计高效离心泵叶轮的物理原理[J]. 排灌机械,1982(1):46~48.
Xonnehkob II P. Physics theory of designing high-efficiency centrifugal impeller [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 1982(1):46~48. (in Chinese)
- Yang Congxin, Cheng Xiaowei. Numerical simulation of three-dimensional flow in a multistage centrifugal pump based on integral modeling[C]//Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference, 2009.
- 李龙,王泽. 离心泵叶轮内变工况三维湍流数值模拟[J]. 农业机械学报,2004,35(6):72~74.
Li Long, Wang Ze. Simulation of 3D turbulent flow inside centrifugal pump impellers at vary conditions [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2004, 35(6):72~74. (in Chinese)
- 耿少娟,聂超群. 不同叶轮形式下离心泵整机非定常流场的数值模拟[J]. 机械工程学报,2006,42(5):27~31.
Geng Shaojuan, Nie Chaoqun. Numerical study of unsteady flow in centrifugal pump with different type of impellers [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(5):27~31. (in Chinese)
- 黄俊雄,耿少娟. 不同叶轮形式下离心泵噪声特性对比研究[J]. 声学学报,2010,35(2):113~118.
Huang Junxiong, Geng Shaojuan. Comparison of noise characteristics in centrifugal pumps with different types of impellers [J]. Acta Acustica, 2010,35(2):113~118. (in Chinese)
- 王洋,代翠. 离心泵内部不稳定流场压力脉动特性分析[J]. 农业机械学报,2010,41(3):91~94.
Wang Yang, Dai Cui. Analysis on pressure fluctuation of unsteady flow in a centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010,41(3):91~94. (in Chinese)
- 祝磊,袁寿其,袁建平,等. 不同径向间隙对离心泵动静干涉作用影响的数值模拟[J]. 农业机械学报,2011,42(5):49~55.
Zhu Lei, Yuan Shouqi, Yuan Jianping, et al. Numerical simulation on rotor-stator interaction in a centrifugal pump with different gaps between impeller and tongue [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(5):49~55. (in Chinese)
- 潘中永,倪永燕,袁寿其,等. 基于动静干涉的离心泵转速测量机理与实验[J]. 农业机械学报,2010,41(3):81~85.
Pan Zhongyong, Ni Yongyan, Yuan Shouqi, et al. Experiment and mechanism of centrifugal pumps rotation speed measurement based on rotor-stator interaction [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(3):81~85. (in Chinese)