doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.02.017

双进口两级双吸离心泵过渡流道压力脉动特性研究

叶长亮[1]　王福军[1,2]　李怀成[3]　李震昙[3]　宋青松[3]

(1.中国农业大学大学水利与土木工程学院,北京 100083;
2.北京市供水管网系统安全与节能工程技术研究中心,北京 100083;
3.上海连成集团有限公司,上海 201812)

摘要:双进口两级双吸离心泵的过渡流道由正流道、过桥段、反流道 3 部分组成,其中正流道为双蜗壳型式,反流道为带有导叶的双螺旋型式,过桥段连接正反流道呈现空间扭曲状。过渡流道与首级叶轮和次级叶轮均存在动静耦合关系,由此导致的动静干涉效应是引起压力脉动的主要根源之一。采用 CFD 方法对双进口两级双吸离心泵典型工况下的三维非定常流场进行了研究,对过渡流道压力脉动机理进行了分析。研究发现,正流道内的静压分布与其双蜗壳型式密切相关,在所有工况下均呈 180°对称分布,压力脉动主频均为叶片通过频率,最大脉动幅值均出现在隔舌附近;小流量工况下,隔舌处压力脉动主频幅值明显高于设计工况,约为设计工况的 180%。在过桥段中,所有工况下压力脉动主频均为叶片通过频率,设计工况下,沿着流动方向,内壁面进口处的压力脉动主频幅值达到最大,外壁面主频脉动幅值变化沿流动方向有增加的趋势;在反流道中,设计工况下压力脉动主频为叶片通过频率,幅值沿着流动方向逐渐增加,出口处主频的脉动幅值约为进口处的 110%;小流量工况下,反流道导叶附近存在低频成分,且在导叶周围发现具有周期性的漩涡。

关键词:两级双吸离心泵;双进口;过渡流道;压力脉动

中图分类号:TH311;TV131.3⁺3　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2017)02-0126-09

Pressure Fluctuation Characteristics in Inter-stage Flow Channel of Double-inlet Two-stage Double-suction Centrifugal Pump

YE Changliang[1]　WANG Fujun[1,2]　LI Huaicheng[3]　LI Zhentan[3]　SONG Qingsong[3]

(1. *College of Water Resources and Civil Engineering*, *China Agricultural University*, *Beijing* 100083, *China*
2. *Beijing Engineering Research Center of Safety and Energy Saving Technology for Water Supply Network System*, *China Agricultural University*, *Beijing* 100083, *China*
3. *Shanghai Liancheng Group Company*, *Shanghai* 201812, *China*)

Abstract: Double-inlet two-stage double-suction centrifugal pump is a new type of pump, which has large flow rate and high head. The inter-stage flow channel of a double-inlet two-stage double-suction centrifugal pump is located between the first-stage single-suction impeller and the second-stage double-suction impeller. It is divided into forward channel, bridge and reverse channel. The rotor-stator interaction between the inter-stage flow channel and the impellers may be one of the main causes of pressure fluctuation. The forward channel is twin-volute type, and the reverse channel is double spiral type with a guide vane. The bridge is three dimensional distortion connecting the forward channel and reverse channel. The three-dimensional unsteady flow field of double-inlet two-stage double-suction centrifugal pump is studied by using CFD method, and the pressure fluctuation mechanism is analyzed. In the forward channel, the static pressure distribution is closely related to twin-volute type with 180° symmetric distribution under all flow conditions. The blade passing frequency is the main frequency of pressure fluctuation, and the maximum amplitude appears near the tongue. Under low flow rate conditions, the main frequency amplitude of pressure fluctuation is significantly higher than that under design conditions, which is about 1.8 times as that under design conditions. In the bridge area, the main

收稿日期:2016-07-04　修回日期:2016-09-16
基金项目:"十二五"国家科技支撑计划项目(2015BAD20B01)和国家自然科学基金项目(51139007、51321001)
作者简介:叶长亮(1994—),男,博士生,主要从事水动力学与水力机械研究,E-mail:ychl1994@cau.edu.cn
通信作者:王福军(1964—),男,教授,博士生导师,主要从事水动力学与水力机械研究,E-mail:wangfj@cau.edu.cn

frequency of pressure fluctuation is blade passing frequency under all the conditions. Under design condition, the main frequency of pressure fluctuation of inlet of the inner surface reaches the maximum along the flow direction, while that of outer surface has the reverse rule. In the reverse channel, the main frequency of pressure fluctuation is the blade passing frequency under design conditions, whose amplitude along the flow direction is gradually increased. The fluctuation amplitude in the outlet is about 1.1 times as that in the inlet. Under low flow rate conditions, the low-frequency component and the periodic vortex nearby the guide vane are found. The research result provides a basis for improving the hydraulic design and the operation stability of double-inlet two-stage double-suction centrifugal pump.

Key words: two-stage double-suction centrifugal pump; double-inlet; inter-stage flow channel; pressure fluctuation

引言

双进口两级双吸离心泵以其流量大、扬程高的特点正逐渐被一些大型高扬程供水场合采用。该泵为两侧吸入、中间压出；首级叶轮为单吸型式，共有 2 个，在左、右两侧对称分布；次级叶轮为双吸一字型式；两级叶轮之间采用过渡流道连接。过渡流道由正流道、过桥段及反流道等 3 部分组成。正流道相当于首级叶轮后的压水室，采用双蜗壳结构型式；反流道相当于次级叶轮前的吸水室，采用双螺旋形结构型式；过桥段用于连接正流道和反流道，其通道呈空间扭曲状。这种特殊的过渡流道结构型式，使得双进口两级双吸离心泵具有复杂的流动现象，特别是较为突出的压力脉动特性。

针对普通离心泵压力脉动产生原因，目前已有较广泛的研究[1-3]。通常认为，叶轮与蜗壳隔舌间的动静干涉效应是导致较大幅值压力脉动的主要原因，脉动主频为叶片通过频率，叶轮与隔舌之间的间隙对于脉动幅值有重要影响[4-6]。离心泵在偏离额定工况时，特别是小流量工况时，隔舌区压力脉动幅值显著增大[7-8]。离心泵中的动静干涉作用是压力脉动产生的主要来源，对机组安全稳定运行有重要影响。而对双进口两级双吸离心泵而言，过渡流道与两级叶轮之间均存在动静耦合关系，由此导致的动静干涉效应更为复杂，有必要对过渡流道内压力脉动的分布规律进行重点分析。

随着计算机技术的发展，CFD 方法已经能够较为准确地对离心泵内压力脉动的特性进行计算[9]。在进行离心泵压力脉动计算的过程中，非结构网格[10-11] RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型与增强型壁面函数[12-14]相结合的模式，具有计算简单、适用性强的特点。此外，二阶中心差分空间离散格式[15]以及 PISO 算法[16]等常规计算方案已经被多位学者证明可以取得工程上令人满意的计算精度。对计算所得的结果进行时域分析与频域分析也是多数学者[17-19]用作离心泵压力脉动后处理的主要方式。

本文以双进口两级双吸离心泵为研究对象，通过非定常流动的数值模拟，研究过渡流道内压力脉动特性，以期为研究双进口两级双吸离心泵运行过程中的振动噪声、稳定性提供理论依据。

1　计算模型

1.1　水泵参数

本文研究对象是山西省某引黄泵站所采用的双进口两级双吸离心泵，具体结构如图 1 所示，该泵从两侧进口吸入液体，经首级叶轮加压后进入过渡流道，并导入次级叶轮继续加压后从压水室流出，最终从泵的出口法兰流出。该泵设计流量 8 640 m^3/h，设计扬程 158 m，转速 750 r/min，首级单吸叶轮外径 1 050 mm，次级双吸叶轮外径为 1 000 mm，两级叶轮的叶片数均为 6 片。过渡流道中的正流道采用双蜗壳型式，基圆直径 1 080 mm。过桥段连接正流道与反流道部分，进口外径为 1 300 mm。反流道段为双螺旋形状，出口外径为 400 mm。

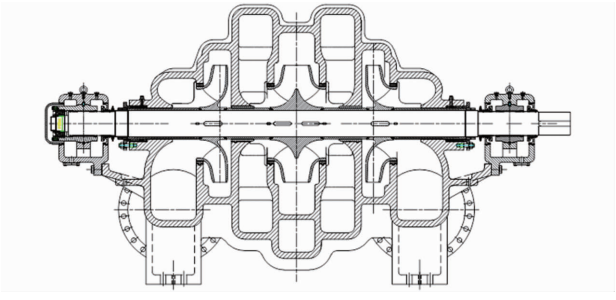


图 1　双进口两级双吸离心泵整体结构示意图

Fig. 1　Structure diagram of double-inlet two-stage double-suction centrifugal pump

1.2　计算区域与网格划分

计算域包括两侧对称布置的 2 个吸水室、2 个首级叶轮、2 组过渡流道、次级叶轮和压水室。为了施加均匀进口条件和出口条件，对吸水室进口和压水室出口分别按 2 倍直径的长度进行了延长，计算模型如图 2 所示。计算所采用的非结构网格对计算域结构复杂的双进口两级双吸离心泵具有较好的适用性[20]。对泵而言，当水流流经过流部件表面时，

由于黏性的作用,近壁区的流动具有很大的速度梯度,为保证计算的可靠性需要考虑近壁区的网格[21-22]。为此,对第 1 层网格进行验证。经检测,$30 < y^+ < 300$,符合近壁面对数律近似处理的要求。其中 y^+ 表示壁面网格法向尺度大小。同时,为确保网格的合理,以额定流量点的扬程和水力效率作为指标,进行了网格无关性检查。分别对吸水室隔舌、叶轮叶片和压水室隔舌区域加密后,采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型对不同网格数量的计算模型进行了数值模拟:当网格数由 300 万增加至 443 万时,扬程曲线上升;当增加至 643 万后,扬程变化幅度很小。因此,网格数将控制在 643 万左右。

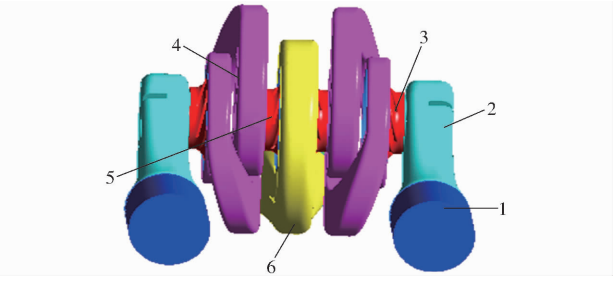


图 2 双进口两级双吸离心泵计算域

Fig. 2 Computational domain of double-inlet two-stage double-suction centrifugal pump

1. 进水管 2. 吸水室 3. 首级单吸叶轮 4. 过渡流道 5. 次级双吸叶轮 6. 压水室

1.3 计算方法与边界条件

本次计算选取的 RNG $k-\varepsilon$ 模型可以较好地处理高应变率及流线弯曲程度较大的流动[23]。采用非耦合隐式方案进行求解,时间项离散采用二阶全隐格式,压力项采用二阶中心差分格式,其他项采用二阶迎风差分格式,压力和速度的耦合求解采用适于非定常计算的 PISO 算法[24]。进口边界指定为速度进口条件,其值通过流量和进口过流面积确定,并给定湍动能和湍流耗散率。出口边界指定为自由出流条件,认为泵内流动在出口部分已达到充分发展状态。旋转叶轮与静止过渡流道以及蜗壳间动静交界面的信息传递,引入滑移网格技术进行处理。固壁采用无滑移壁面条件,近壁区域采用增强型壁面函数来求解近壁面区域内的低雷诺数流动。以稳态计算结果作为非定常计算的初始条件。为足够分辨内部流场的非定常信息,选取非稳态计算的时间步长为 2.22×10^{-4} s,即叶轮每旋转 1°为 1 个时间步长,总时间设为 0.95 s,即额定工况下叶轮旋转 12 周,设定收敛精度为 10^{-5}。

1.4 压力脉动监测点位置

正流道与首级叶轮进行匹配,采用双蜗壳的型式将水流分成 2 路,分别从蜗壳的 2 个出口流到下一区域部分。图 3 为过渡流道压力脉动监测点布置图,所选取的监测点均位于中截面上,其中,监测点 1 ~ 3 位于正流道隔舌附近,监测点 7 位于正流道出口。过桥段是过渡流道中连接正流道与反流道的部分,呈现三维扭曲形态,监测点 8 ~ 10 位于过桥段外壁,监测点 16 ~ 19 位于过桥段内壁。反流道为螺旋形状,为第二级叶轮提供所需要的流态。监测点 11 ~ 15 是反流道中沿着流动方向上的监测点,监测点 20 ~ 23 为反流道导叶上的监测点。为了直观反映压力脉动幅度,以便进行不同对象或不同位置压力脉动的比较,本文引入压力系数这一参数,对于过渡流道的计算选用第一级叶轮的出口直径进行计算,常用的压力系数计算公式[25]为

$$C_p = \Delta p/(0.5\rho u^2) \tag{1}$$

其中

$$u = \frac{\pi Dn}{60} \tag{2}$$

式中 Δp——压力与其平均值之差

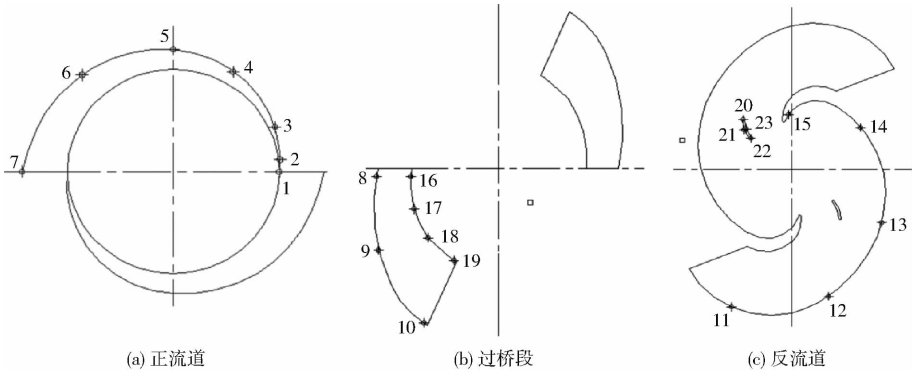
u——叶轮出口圆周速度

ρ——流体密度 D——叶轮出口直径

n——离心泵额定转速

2 模拟与试验结果对比

在开式试验台上对该双进口两级双吸离心泵进行了外特性试验,图 4 为现场测试图。图 5 为性能曲线计算值与试验值比较:泵额定流量点试验结果



(a) 正流道 (b) 过桥段 (c) 反流道

图 3 过渡流道压力脉动监测点布置

Fig. 3 Monitoring points layouts of pressure fluctuation in inter-stage flow channel

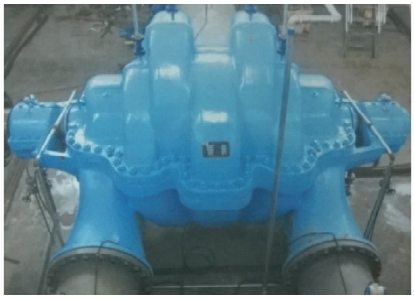


图 4　现场测试图

Fig. 4　Picture of field test

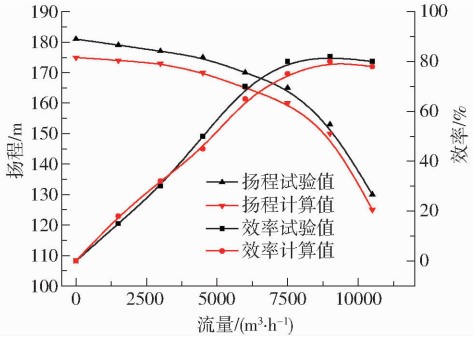


图 5　外特性曲线

Fig. 5　Performance curves of double-inlet two-stage double-suction centrifugal pump

为扬程 158 m、机组效率 84.5%；泵额定流量点数值模拟结果为扬程 155.3 m、机组效率 82%。扬程的数值计算与试验相对误差为 1.7%，效率的数值计算与试验相对误差为 3%，效率相对误差稍大可能是由于数值计算过程上的水泵密封摩擦损失、轴承摩擦损失无法准确估算所引起。总体上，模拟值与试验值基本一致，效率和扬程与试验值的误差在可接受的范围内，数值计算结果有较高的可信度。

3　过渡流道压力脉动分析

3.1　正流道压力脉动分析

图 6 为正流道在小流量(0.6Q)、设计流量(Q)和大流量(1.1Q)3 种典型工况下的静压分布图，与普通离心泵蜗壳作用相似，正流道负责收集叶轮流出液体，将部分动能转化成压能。正流道中心截面静压基本呈 180°对称分布，基本可以抵消径向力，起到较好的平衡作用。从隔舌到扩散段静压逐渐增加且变化比较均匀，隔舌处由于受流动冲击压力较高。

由于 2 个隔舌位置对称，静压分布相似，重点研究其中一处隔舌区域的压力脉动分布规律。图 7 为设计工况下正流道隔舌附近监测点的压力脉动时域图，可以看出隔舌附近监测点的压力脉动时域变化具有明显的周期性，相邻两峰值时间间隔为 0.075 s，约为 1 个叶片通过周期。距离隔舌较远处的压力系数峰-峰值较小，约为 0.10。

通过快速傅里叶变换(FFT)后得到监测点 1～3 的压力脉动频域图，如图 8 所示。由图中可以看出，隔舌附近压力脉动主频为 1 倍叶片通过频率。离隔舌最远的监测点 3 压力脉动幅值最小，而压力脉动幅值最大的则是与隔舌有一定距离的监测点 2，离隔舌最近的监测点 1 压力脉动幅值要比监测点 2

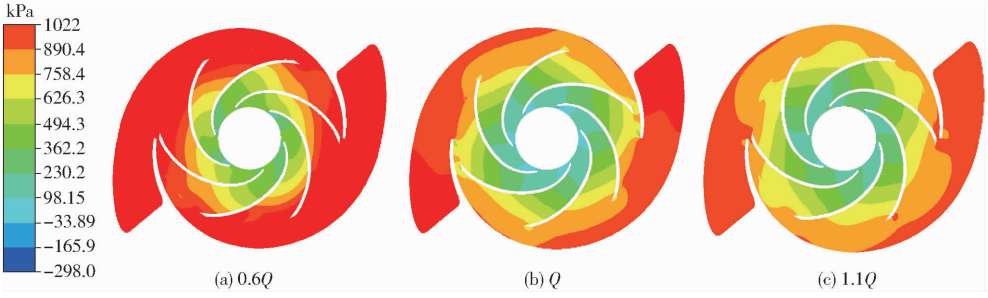


图 6　3 种典型工况下正流道静压分布

Fig. 6　Static pressure distributions in forward channel under three typical working conditions

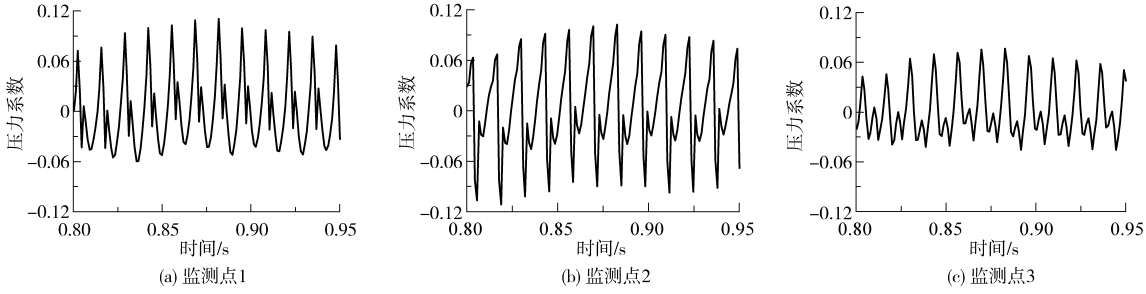


图 7　正流道隔舌附近监测点压力脉动时域图

Fig. 7　Time domain diagrams of pressure fluctuation near tongue in forward channel

小,其中,监测点 2 的压力脉动最大幅值比监测点 3 大 62%。

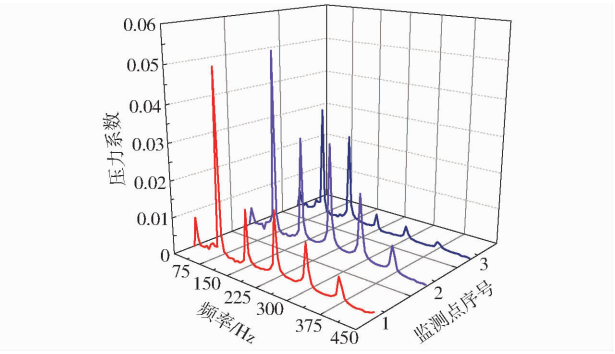


图 8 正流道隔舌附近监测点压力脉动频域图

Fig. 8 Frequency domain diagram of pressure fluctuation near tongue in forward channel

图 9 表示 3 种典型流量工况下,正流道隔舌处监测点 1 和出口处监测点 7 的压力脉动频域特性图。可以看出,对于监测点 1,在设计工况下,压力脉动的频率以泵的叶片通过频率为主,且脉动幅值相对较小;而泵一旦在偏离设计流量时运行,脉动幅值将会增大,且偏离越远,幅值越大。在大流量工况下,压力脉动的频率仍以叶片通过频率为主,监测点 1 压力脉动最大幅值比设计工况下增加 38.8%;在小流量工况下,由于泵内湍流强烈的不规则运动,低于 1 倍叶片通过频率的低频脉动会随着流量的减小幅值越来越大,但是主频依然为 1 倍叶片通过频率。在小流量工况下,监测点 1 的压力脉动最大幅值比设计工况大 83%。对于监测点 7,蜗壳出口处压力脉动在设计工况与大流量工况下,压力脉动的频率以泵的叶片通过频率为主。不同于隔舌处压力脉动变化规律,在小流量工况下,低于 1 倍叶片通过频率的低频脉动占据主导地位,且随着流量的增加,压力脉动最大幅值也随之增加。在大流量工况下,监测点 7 压力脉动最大幅值分别比设计工况和小流量工况大 46.7% 和 29.3%。

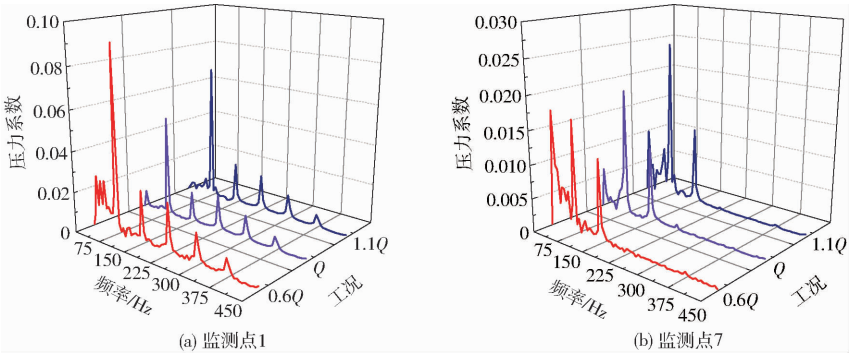


图 9 3 种典型工况下正流道监测点压力脉动频域图

Fig. 9 Frequency domain diagrams of pressure fluctuation in forward channel under three typical working conditions

3.2 过桥段压力脉动分析

图 10 为过桥段内壁监测点 16 ~ 19 的设计工况下压力脉动时域图。可以看出,这 4 个监测点的压力脉动周期性明显,相邻两峰值时间间隔 0.075 s,约为 1 个叶片通过周期。监测点 16 的压力系数峰-峰值最高,约为 0.15。

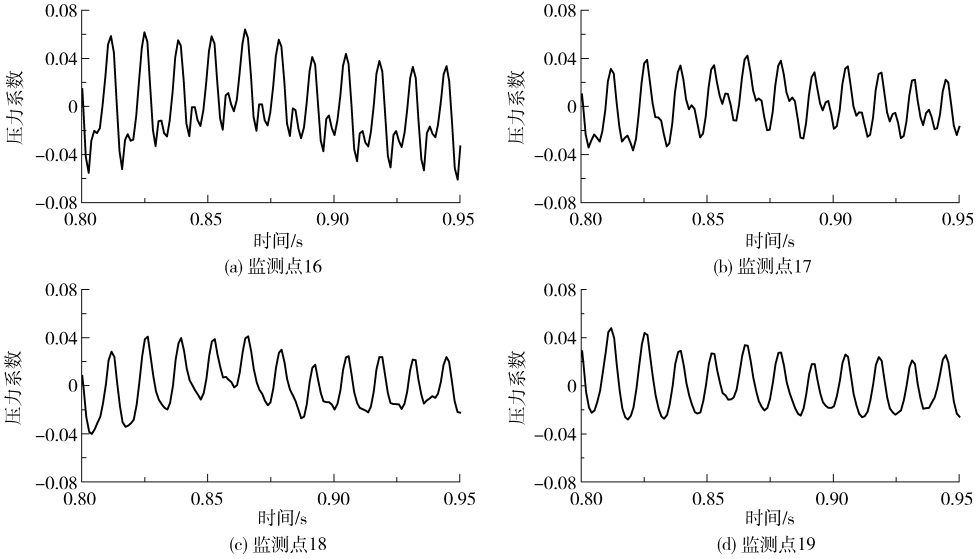
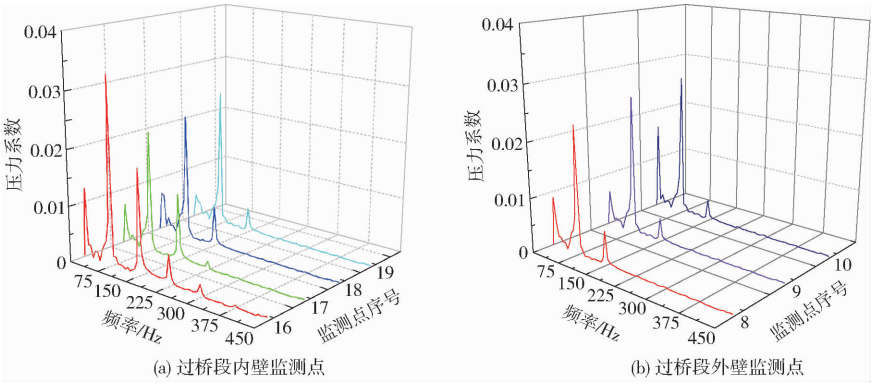


图 10 过桥段内壁监测点压力脉动时域图

Fig. 10 Time domain diagrams of pressure fluctuation in inner wall of bridge

图 11 是过桥段内、外壁监测点设计工况下压力脉动频域图，可以看出，内、外壁的主频均为 1 倍叶片通过频率，沿着流动方向，内壁面进口处的压力脉动主频幅值达到最大，比出口处主频压力脉动幅值高 47%，外壁面主频脉动幅值变化沿流动方向有增加的趋势，其中，外壁面出口处压力幅值比进口处压力幅值高 16%。在进口处位置，内壁面比外壁面幅值高 23%。



(a) 过桥段内壁监测点　　(b) 过桥段外壁监测点

图 11　过桥段内、外壁监测点压力脉动频域图

Fig. 11　Frequency domain diagrams of pressure fluctuation in inner and outer walls of bridge

过桥段用于连接正流道和反流道，其通道呈空间扭曲状。因此，分析其内部流动状态对压力脉动分析有一定的意义。图 12 是设计工况下某一时刻过桥段的内部流态。可以看出，水流进入过桥段后速度减小，过桥段进一步将动能转换为压力能。沿流向过桥段静压逐渐增大，且内壁面的静压小于外壁面。由于过桥段进口的轴向和径向尺寸都开始发生变化，空间扭曲比较明显，导致水流方向变化不规律。

图 13 是设计工况下某一时刻过桥段内外壁流线绝对速度分布。可以看出过桥段进口内外壁速度大小相差不大，沿着流动方向外壁面上的速度出现一定的波动，但整体变化不大，而内壁面上的速度随着流动方向逐渐下降。出现这样的速度分布规律可能是由于内侧流道较短，扭曲变化明显，液体急剧转弯导致对壁面的冲击损失增大，外侧流道较长，过渡较好，冲击损失较小，导致水流主要从外侧流动。过桥段的内壁面中间区域速度梯度为负，在上述的速度矢量图中过桥段靠近内壁面中间区域有涡出现，对比所分析过桥段的压力脉动可知，在过桥段中间区域的监测点出现了低频成分。

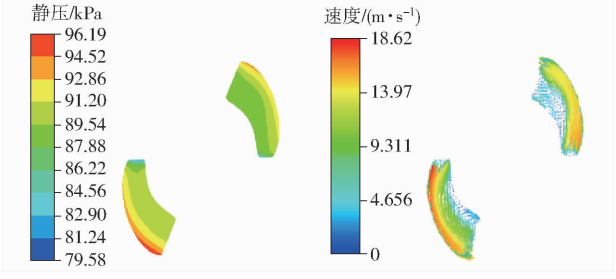


图 12　设计工况下过渡流道过桥段内部流态

Fig. 12　Flow pattern diagrams of bridge under design condition

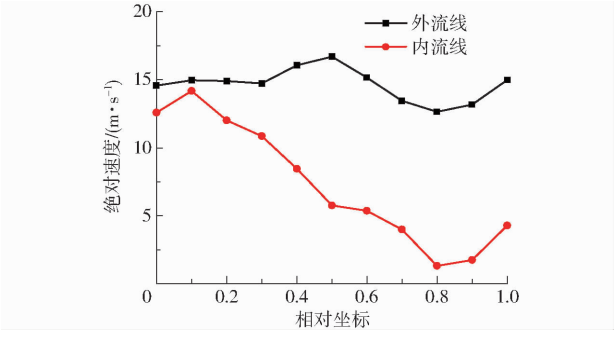


图 13　设计工况下过桥段内外壁流线绝对速度分布

Fig. 13　Absolute velocity distribution of inner and outer walls of bridge under design condition

图 14 是 3 种典型工况下的过桥段外壁出口处监测点 10 的压力脉动时域变化图。可以看出，在设计工况下，监测点 10 处的压力脉动随着叶轮的旋转呈周期性变化，最大脉动幅值为静压均值的 7% 左右；在大流量工况下，压力脉动的周期性依旧明显；而在小流量工况下，压力脉动呈现出不规则变化，没有明显的周期性。

图 15 为监测点 10 处压力脉动频域图，可以看出，随着流量的增加，监测点的最大压力脉动幅值呈增加趋势，其中在小流量工况下，监测点 10 的主频压力脉动幅值分别为设计工况和大流量工况下的 23% 和 89%。

3.3　反流道压力脉动分析

图 16 为反流道监测点压力脉动频域图，反流道压力脉动主频为 1 倍叶片通过频率。可以看出，沿着流动方向，压力脉动主频幅值逐渐增加。靠近反流道隔舌处压力脉动最大幅值比反流道进口处最大幅值高 10%。

图 17 为 3 种典型工况下反流道导叶附近监测点

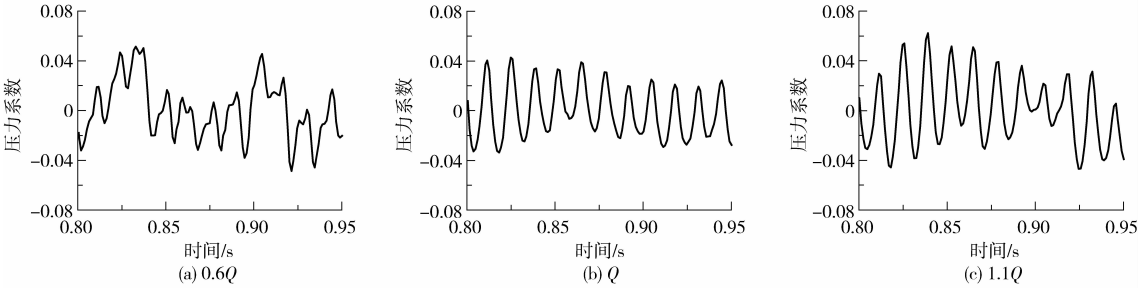


图 14 3 种典型工况下监测点 10 压力脉动时域图

Fig. 14 Time domain diagrams of pressure fluctuation of monitoring point 10 under three typical conditions

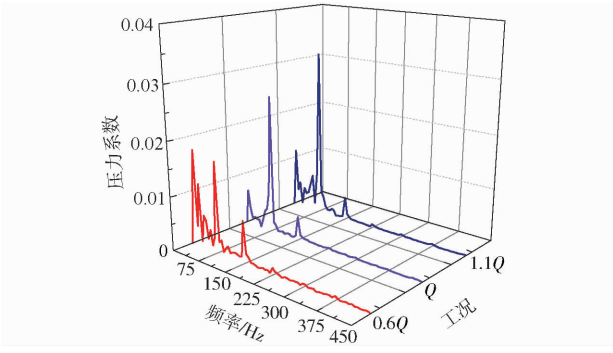


图 15 3 种典型工况下监测点 10 压力脉动频域图

Fig. 15 Frequency domain diagram of pressure fluctuation of monitoring point 10 under three typical conditions

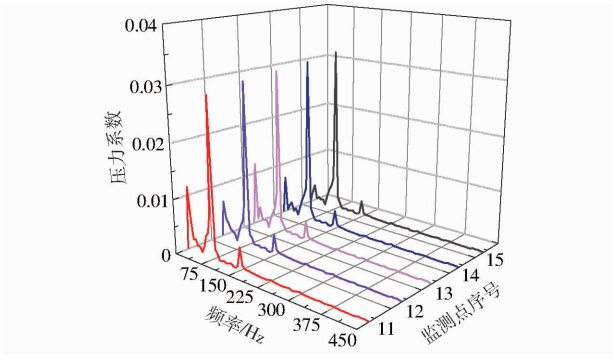


图 16 设计工况下反流道监测点压力脉动频域图

Fig. 16 Frequency domain diagram of pressure fluctuation of reverse channel under design condition

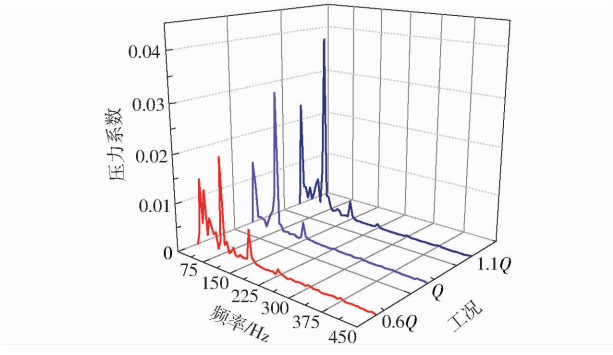


图 17 3 种典型工况下监测点 20 压力脉动频域图

Fig. 17 Frequency domain diagram of pressure fluctuation of monitoring point 20 under three typical conditions

20 处的压力脉动频域图。可以看出,监测点附近的主频为 1 倍叶片通过频率,且随着流量增加,监测点 20 处主频的幅值逐渐增加。在 3 种工况下都出现了低频脉动。偏工况条件下,低频脉动的幅值也随之增加。

图 18 为 3 种典型工况下反流道出口附近监测点 15 处的压力脉动频域图。可以看出,监测点附近的主频为 1 倍叶片通过频率,且随着流量增加,监测点 15 处主频的幅值逐渐增加,大流量工况下主频脉动幅值约为小流量工况下的 3 倍,在小流量工况下,监测点 15 出现较为明显的低频脉动。

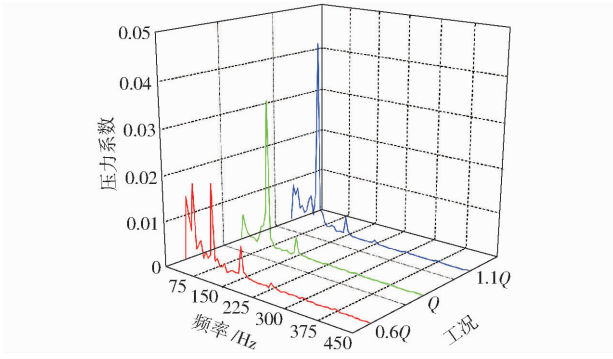


图 18 3 种典型工况下监测点 15 压力脉动频域图

Fig. 18 Frequency domain diagram of pressure fluctuation of monitoring point 15 under three typical conditions

图 19 为过渡流道反流道内部流态图。可以看出,液体通过过桥段经过 90°变化进入反流道段,靠近外壁面流速较大,导叶附近出现低速区。t = 0.234 21 s 时,导叶正面附近流动比较紊乱并出现了漩涡,随着时间的推移,导叶正面的漩涡逐渐减小,在 t = 0.287 49 s 时,在导叶背面处发现了漩涡。对应不同时刻,导叶附近相对速度都较小。这与导叶对应区域狭小的空间有关,流体进入该区域后,速度减小而压力增大。两级双吸离心泵的过渡流道中反流道导叶的作用类似于径向导叶的反导叶的作用,除了起压水室作用外,还起着把液体引入下一级叶轮的作用。在离心泵径向导叶流场模拟结果中,导叶内损失的 3 种机理为:漩涡、环流和碰撞[26]。在两级双吸离心泵的反流道中流体液流角非常小,使液体在反流道导叶的外缘区域形成环流。液流方向与反流道导叶叶片夹角随着半径减小而逐渐增大,所以容易引起液体流动分离而引发漩涡,反流道内

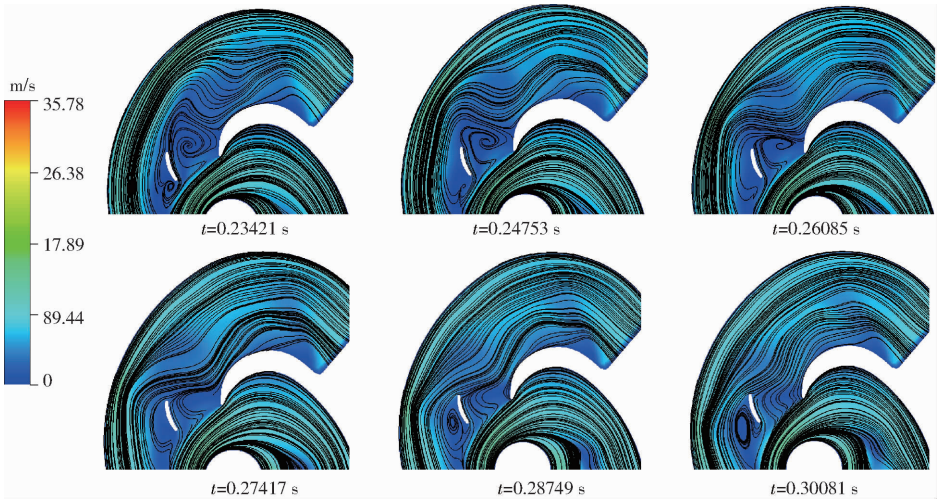


图 19　设计工况下过渡流道反流道导叶区域内部流线图

Fig. 19　Streamlines of guide vane area of reverse channel under design condition

速度云图也显示了非常明显的速度梯度。反流道出口处流线平顺，提高第二级叶轮进口流场，改善了第二级叶轮的压力脉动。

4　结论

（1）正流道呈 180°对称分布，两处隔舌区域静压分布相似。设计工况下，正流道压力脉动主频以 1 倍叶片通过频率为主，最大脉动幅值出现在隔舌附近。小流量工况下，隔舌处主频脉动幅值最大，为设计工况下的 183%；正流道出口处在小流量工况下出现低频成分，且幅值超过了叶频幅值。大流量工况下，正流道出口处主频脉动幅值比设计流量出口处主频脉动幅值大 16%。

（2）过桥段中，设计工况下，过桥段内外壁压力脉动主频以 1 倍叶片通过频率为主，在进口处位置，内壁面主频脉动幅值比外壁面幅值高 23%；速度分布上，过桥段进口内外壁速度大小相差不大，沿着流动方向外壁面上的速度出现一定的波动，但整体变化不大，而内壁面上的速度沿着流动方向逐渐下降。小流量工况下，过桥段出口处主频脉动幅值最小，分别为设计工况和大流量工况下的 23% 和 89%。

（3）反流道中，设计工况下，各监测点压力脉动主频均为 1 倍叶片通过频率。沿着流动方向，压力脉动主频幅值逐渐增加，靠近反流道出口处压力主频脉动幅值比反流道进口处脉动主频幅值高 10%。小流量工况下，导叶附近出现了低频脉动并发现具有周期性的漩涡。

参　考　文　献

1　SPENCE R, AMARAL-TEIXEIRA J. A CFD parametric study of geometrical variations on the pressure pulsations and performance characteristics of a centrifugal pump[J]. Computers & Fluids, 2009, 38(6): 1243 – 1257.

2　徐朝晖，吴玉林，陈乃祥，等. 基于滑移网格与 RNG 湍流模型计算泵内的动静干扰[J]. 工程热物理学报，2005，26(1)：66 – 68.
XU Zhaohui, WU Yulin, CHEN Naixiang, et al. Simulation of turbulent flow in pump based on sliding mesh and RNG model[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26(1): 66 – 68. (in Chinese)

3　BARZDAITIS V, MAZEIKA P, VASYLIUS M, et al. Investigation of pressure pulsations in centrifugal pump system[J]. Journal of Vibroengineering, 2016, 18(3):1849 – 1860.

4　GAO B, ZHANG N, LI Z, et al. Influence of the blade trailing edge profile on the performance and unsteady pressure pulsations in a low specific speed centrifugal pump[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2015, 138(5): 051106.

5　LONGATTE F, KUEBY J L. Analysis of rotor-stator circuit interactions in a centrifugal pump[C]// Proceedings of the 3rd ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, 2009: 1039 – 1045.

6　田辉，郭涛，孙秀玲，等. 离心泵内部动静干涉作用的数值模拟[J]. 农业机械学报，2009，40(8)：92 – 95.
TIAN Hui, GUO Tao, SUN Xiuling, et al. Numerical simulation of unsteady flow in a centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(8): 92 – 95. (in Chinese)

7　BERTEN S, FARHAT M, AVELLAN F, et al. Experimental investigation of pressure fluctuations in a high-energy centrifugal pump stage at off-design conditions[M]// IMech E. Fluid Machinery Congress , 2014:57 – 66.

8　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.
FU Yanxia, YUAN Shouqi, YUAN Jianping, et al. Internal flow characteristics of centrifugal pump at low flow rate[J]. Journal of

Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2014, 32(3):185 - 190. (in Chinese)

9 DJERROUD M, NGOMA G D, GHIE W. Numerical identification of key design parameters enhancing the centrifugal pump performance: impeller, impeller-volute, and impeller-diffuser[J]. International Scholarly Research Notices, 2011:365 - 367.

10 RHEE, HYUNG S. Unstructured grid based Reynolds-averaged Navier - Stokes method for liquid tank sloshing[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2005, 127(3):572 - 582.

11 ITO K, KUNUGI T, OHNO S, et al. A high-precision calculation method for interface normal and curvature on an unstructured grid[J]. Journal of Computational Physics, 2014, 273:38 - 53.

12 郑亚军,王凯,雷兴春,等.基于 RNG 湍流模型的泵站进水流道三维数值模拟[J].水电能源科学,2008,26(6):123 - 125.
ZHENG Yajun, WANG Kai, LEI Xingchun, et al. 3D numerical simulation in inlet passages of pumping station by RNG $k-\varepsilon$ turbulent model with wall-function law[J]. Water Resources & Power, 2008, 26(6): 123 - 125. (in Chinese)

13 王福军, 流体机械旋转湍流计算模型研究进展[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(2):1 - 14. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20160201&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.02.001.
WANG Fujun. Research progress of computational model for rotating turbulent flow in fluid machinery[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(2): 1 - 14. (in Chinese)

14 MERLIER L, KUZNIK F, RUSAOEN G, et al. An adapted steady RANS RSM wall-function for building external convection[J]. Building & Environment, 2015, 94(Part 2):654 - 664.

15 SIRISHA L, REDDY Y N. Fitted second order scheme for singularly perturbed differential-difference equations[J]. American Journal of Numerical Analysis, 2014, 2(5): 136 - 143.

16 JANG D S, ACHARYA R J S. Comparison of the PISO, SIMPLER, and SIMPLEC algorithms for the treatment of the pressure-velocity coupling in steady flow problems[J]. Numerical Heat Transfer Applications, 1986, 10(3):209 - 228.

17 姚志峰, 王福军, 肖若富, 等. 双吸离心泵吸水室和压水室压力脉动特性试验研究[J]. 水利学报, 2012, 43(4): 473 - 479.
YAO Zhifeng, WANG Fujun, XIAO Ruofu, et al. Experimental investigation on pressure fluctuations in suction chamber and volute of a double-suction centrifugal pump[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2012, 43(4): 473 - 479. (in Chinese)

18 谭磊, 曹树良,王玉明, 等. 离心泵叶轮内部流场的数值计算[J].农业工程学报,2012,28(14): 47 - 51.
TAN Lei, CAO Shuliang, WANG Yuming, et al. Numerical calculations for internal flow field in centrifugal pump impeller[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(14): 47 - 51. (in Chinese)

19 张帆, 袁寿其, 付强,等. 双蜗壳式离心泵内部非定常流动压力特性分析[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(2): 52 - 58. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20150209&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.02.009.
ZHANG Fan, YUAN Shouqi, FU Qiang, et al. Analysis on pressure characteristics during internal unsteady flow in double volute centrifugal pump[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(2): 52 - 58. (in Chinese)

20 王福军. 计算流体动力学分析[M]. 北京:清华大学出版社, 2004.

21 ZHOU Ling, SHI Weidong, LU Weigang, et al. Numerical investigations and performance experiments of a deep-well centrifugal pump with different diffusers[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2012, 134(7): 071102.1 - 071102.8.

22 李晓俊, 袁寿其, 潘中永,等. 离心泵边界层网格的实现及应用评价[J]. 农业工程学报, 2012, 28(20):67 - 72.
LI Xiaojun, YUAN Shouqi, PAN Zhongyong, et al. Realization and application evaluation of near-wall mesh in centrifugal pumps [J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(20): 67 - 72. (in Chinese)

23 DARYUS A, SISWANTARA A I, DARMAWAN S, et al. CFD simulation of turbulent flows in proto X - 3 bioenergy micro gas turbine combustor using STD $k-\varepsilon$ and RNG $k-\varepsilon$ model for green building application[J]. International Journal of Technology, 2016, 7(2): 204 - 211.

24 FARRANT T, TAN M, PRICE W G. Cell boundary element method applied to laminar vortex shedding from circular cylinders [J]. Computers and Fluids, 2001, 30(2): 211 - 236.

25 李辰光, 王福军, 许建中, 等. 两级双吸离心泵压力脉动特性[J].农业机械学报, 2011, 42(7):41 - 49.
LI Chenguang, WANG Fujun, XU Jianzhong, et al. Pressure fluctuation of a two-stage double-suction centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(7): 41 - 49 . (in Chinese)

26 周邵萍, 胡良波, 张浩. 多级离心泵级间导叶性能优化[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(4):33 - 39. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20150406&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.04.006.
ZHOU Shaoping, HU Liangbo, ZHANG Hao. Performance optimization for intermedia stage guide vanes of multistage centrifugal pump [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(4): 33 - 39. (in Chinese)