

基于流固耦合的离心泵蜗壳振动特性优化*

张德胜 张磊 施卫东 陈斌 张华

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘要: 针对具有超厚叶片的离心泵叶轮与蜗壳匹配问题, 采用双向耦合方法对3种蜗壳结构产生的振动位移和振动速度进行了数值模拟。计算结果表明, 由于叶轮与隔舌之间的流场动静干涉作用, 蜗壳受到交替的激振力作用, 在不同时刻振动位移和振动速度分布呈周期性变化; 蜗壳基圆直径与叶轮直径的比值 D_3/D_2 对蜗壳振动有明显的影响, 当 $D_3/D_2 \leq 1.013$ 时, 超厚叶片出口压力诱导蜗壳振动强烈; 当 D_3/D_2 逐渐增大时, 蜗壳振动明显减弱。在设计工况下, 方案 A ($D_3/D_2 = 1.013$) 振动位移最大值为 4.288×10^{-6} m, 振动速度最大值为 8.547×10^{-4} m/s; 方案 C ($D_3/D_2 = 1.19$) 振动位移最大值为 2.923×10^{-6} m, 振动速度最大值为 5.253×10^{-4} m/s; 优选方案 B ($D_3/D_2 = 1.13$) 的振动最小, 其位移和速度最大值分别为 2.56×10^{-6} m 和 4.823×10^{-4} m/s, 仅约为方案 A 的 60%。该结果也验证了径向力的作用规律与蜗壳振动特性的直接关联性。

关键词: 离心泵 蜗壳 流固耦合 振动特性 优化设计

中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2013)09-0040-06

Optimization of Vibration Characteristics for Centrifugal Pump Volute Based on Fluid-structure Interaction

Zhang Desheng Zhang Lei Shi Weidong Chen Bin Zhang Hua

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

Abstract: In order to optimize the matching of impeller with extra-thick blades and volute in centrifugal pump, the structure displacement and velocity of different volutes were simulated by two-way coupling fluid-structure interaction method. The numerical results showed that volute was influenced by alternately exciting force due to the flow field interaction between the impeller and the tongue, and vibration displacement and vibration velocity distribution changed cyclically at different time steps. The ratio of volute base circle diameter and impeller diameter D_3/D_2 had a significant impact on volute vibration. When D_3/D_2 was less than 1.013, the un-uniform velocity distribution induced by jet-wake in blade outlet led to the strong pressure pulsation and vibration of volute. However, the peak-to-peak value of the pressure pulsation was reduced and the vibration of the volute was weakened when the ratio D_3/D_2 gradually increased. In the design conditions, maximum vibration displacement in case A ($D_3/D_2 = 1.013$) was 4.288×10^{-6} m, and the maximum vibration speed was 8.547×10^{-4} m/s. In case C ($D_3/D_2 = 1.19$) was 2.923×10^{-6} m and 5.253×10^{-4} m/s respectively. The optimized case B ($D_3/D_2 = 1.13$) had the minimal vibration with the maximum displacement of 2.56×10^{-6} m and the maximum vibration speed value of 4.823×10^{-4} m/s. The results also demonstrated the direct relevance between the radial force law and volute vibration characteristics in centrifugal pump.

Key words: Centrifugal pump Volute Fluid-structure interaction Vibration characteristics Optimal design

收稿日期: 2012-08-27 修回日期: 2012-10-19

* “十二五”国家科技支撑计划资助项目(2012BAB17B02-4, 2011BAF14B01)、江苏省自然科学基金资助项目(BK2011503)、中国博士后基金面上和特别资助项目(2011M500117, 2012T50468)、江苏大学高级人才启动基金资助项目(11JJDG038)和江苏高校优势学科建设工程资助项目

作者简介: 张德胜, 副研究员, 博士, 主要从事流体机械设计理论及流动特性研究, E-mail: zds@ujs.edu.cn

引言

离心泵广泛应用于市政工程、舰船等领域,不仅要求其具有高效率、低汽蚀余量等性能指标,而且要求降低泵的振动和噪声。在潜艇、舰船等隐蔽性要求极高的国防装备,泵的振动和噪声甚至是最重要的技术指标。离心泵内部流动诱导振动产生的因素很多^[1~5],如汽蚀、动静干涉、旋转失速和进出口回流等。叶轮与蜗壳隔舌之间的动静干涉使泵内部流场产生的交变压力脉动是诱导离心泵振动的主要原因之一^[6~13]。

文献[14~18]研究结果表明,离心泵的振动与内部非定常流场密切相干,流固耦合方法是解决该问题的有效途径并得到应用。本课题组前期研究了一种具有超厚叶片的低比转数离心泵叶轮^[19~20],其具有高效率、无过载、无堵塞的性能,但是超厚叶片出口易形成射流-尾迹等不均匀流动,且叶片与蜗壳的动静干涉诱导压力脉动、振动噪声等问题尤为显著。本文针对该问题,采用双向耦合方法对流场作用下的蜗壳结构所产生的位移、速度进行对比分析,最终从降低泵的振动角度优化蜗壳的设计方案,有效降低蜗壳的振动,实现叶轮和蜗壳的流场匹配,为泵低振、低噪运行提供保证。

1 水力模型几何参数与优化方案

该低比转数离心泵的设计参数:流量 $Q = 150 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H = 48 \text{ m}$,转速 $n = 1470 \text{ r}/\text{min}$,比转数 $n_s = 60$,额定配套功率 $P = 45 \text{ kW}$ 。采用了收缩形流道的理念,设计了一种具有超厚叶片的离心泵叶轮。两叶片间的叶间流道在径向均匀收缩,叶间流道出口与进口面积比约为 1.0,可获得陡降的流量-扬程特性和饱和轴功率曲线,也可抑制叶间流动分离现象,提高水力效率。叶轮水力模型轴面投影图如图 1 所示。

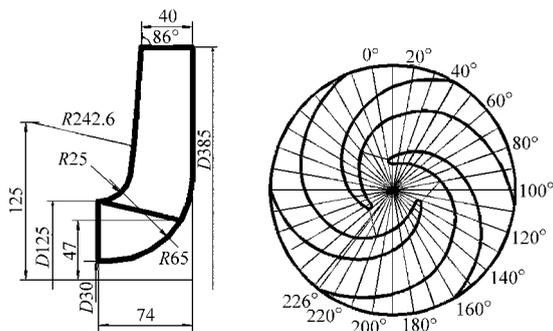


图 1 叶轮水力模型轴面图

Fig. 1 Hydraulic diagram of impeller

由于超厚叶片出口存在流动不均匀现象,叶轮

与蜗壳的匹配优劣对蜗壳振动特性具有较大的影响。因此设计了 3 种不同基圆直径的蜗壳与之进行匹配性优化设计以降低泵的振动,3 种蜗壳基圆直径 D_3 分别为 390 mm、435 mm 和 460 mm,其过流断面和喉部的面积保持不变,与叶轮组合成 3 个优化方案,分别为方案 A ($D_3/D_2 = 1.013$)、方案 B ($D_3/D_2 = 1.13$) 和方案 C ($D_3/D_2 = 1.19$),其中 D_2 为叶轮直径。

2 流固耦合的任意 ALE 及数值模拟方法

2.1 任意拉格朗日欧拉 (ALE) 方法

在流固耦合问题的求解过程中,固体区域和流体区域采用统一坐标系及固液两相界面的协调问题是到目前为止所遇到的最大困难。一些学者提出了任意拉格朗日欧拉 (ALE) 方法并广泛应用。ALE 坐标系可以以任意的速度在空间运动。若坐标系运动的速度等于质点运动的速度, ALE 坐标系即为 Lagrange 坐标系;若坐标系运动的速度为零, ALE 坐标系即为 Euler 坐标系。因此, ALE 坐标系提供了对两种坐标系统一的描述,能够有效地将固体力学中常用的 Lagrange 坐标系与流体中常用的 Euler 坐标系联系在一起。由于 ALE 描述方法在流固耦合问题的求解中具有明显的优越性,因此在现今的大部分流固耦合问题求解过程中均采用此方法。

要解决流体动力学分析中的移动边界条件问题,就要以任意的坐标系来描述流体的运动方程。实质上,选择 ALE 坐标系的目的是为了“固结”计算区域。

坐标系的转换公式为^[21]

$$\frac{df}{dt} = \frac{\partial f}{\partial t} + (\mathbf{u} - \mathbf{w}) \nabla f \quad (1)$$

式中 f ——场量函数

t ——时间 \mathbf{u} ——流体速度矢量

\mathbf{w} ——坐标系移动速度

$(\mathbf{u} - \mathbf{w})$ ——对流速度

将式(1)应用于 Euler 坐标系下的流动控制方程,就可以得到 ALE 坐标系中的流动控制方程。连续性方程变为

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + (\mathbf{u} - \mathbf{w}) \nabla \rho + \rho \nabla \mathbf{u} = 0 \quad (2)$$

式中 ρ ——密度 τ ——应力

动量方程 (Navier - Stokes) 变为

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial \tau} - \mathbf{w} \nabla \mathbf{u} \right) + \rho (\mathbf{u} - \mathbf{w}) \nabla \mathbf{u} - \nabla \sigma_\tau = \mathbf{f}^B \quad (3)$$

式中 \mathbf{f}^B ——流体力矢量

σ_τ ——应力张量

2.2 物理模型及计算方法

流固耦合计算的关键是如何建立流场与结构场之间的相互联系,使两场在同时求解的过程中能够实时地进行数据传递,使各场在每个时刻的求解过程都是在受到外场的影响下进行的。流体计算区域在CFX中进行流场的非定常计算,结构区域在ANSYS Workbench中进行瞬态动力学模拟(Transient structural)。在瞬态动力学分析过程中设置了相应的载荷和固定约束。在流固耦合求解中流体水压力对结构表面的作用是作用于结构上的外载荷,因此将蜗壳与流体相接触的面设置为流固耦合作用面(Fluid solid interface),以此来实现流体对结构的压力载荷施加。蜗壳与泵托架连接采用螺栓连接,设置为固定约束。蜗壳的材料为灰口铸铁。计算模型及网格如图2所示。

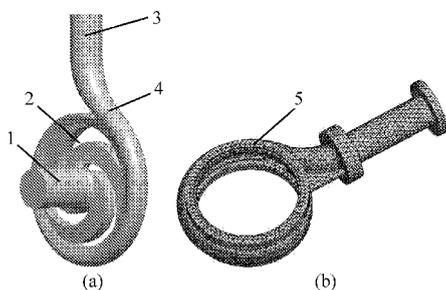


图2 计算模型及网格

Fig.2 CFD model and mesh

(a) 泵流场计算域 (b) 蜗壳结构网格图

1. 进口 2. 叶轮 3. 出口 4. 蜗壳 5. 约束面

利用有限体积法对控制方程进行离散,采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型。采用均速进口、压力出口条件,近壁区采用标准壁面函数处理。叶轮旋转 3° 计算一个时间点,即每个时间步长为 0.00034 s ,叶轮旋转一个周期为 120 个时间步。流场的瞬时求解采用 Second Order Backward Euler 格式,每个计算时间点上流场计算残差收敛目标为 10^{-5} 。耦合计算数据传递过程的松弛因子默认为 0.75,收敛标准为 10^{-3} 。为了得到比较稳定的结果,计算得到了叶轮旋转 3 个周期时间内的非定常流场和结构响应结果。

3 流固耦合作用下的蜗壳振动特性

3.1 蜗壳的径向力分布

数值计算叶轮在一个旋转周期内作用于蜗壳壁面上的径向力,可得到设计工况下不同基圆直径计算模型的径向力时域图,如图3所示。在不同工况下,3个方案的蜗壳壁面所受到的径向力均具有明显的周期性,在叶轮的一个旋转周期内径向力出现3个波峰与3个波谷;在同一工况下,方案A的蜗壳

壁面所受到的径向力大小随时间变化最剧烈,其余2个方案的径向力变化范围相对较小。随着基圆直径加大,非定常流动诱导的径向力脉动幅值逐渐降低,方案A的幅值约为方案B和C的3倍,说明 D_3/D_2 对蜗壳振动有明显的影 响,也与其压力脉动幅值关系相对应^[22]。方案B和C的幅值较接近。

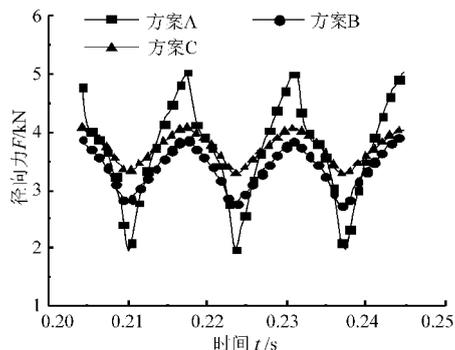


图3 设计工况径向力时域图

Fig.3 Time domain of radial force in design condition

3.2 蜗壳的瞬态位移分析

图4为叶轮在旋转 $1/3$ 个周期的过程中,在不同时刻,基圆直径 $D_3 = 390\text{ mm}$ (方案A)的蜗壳结构在设计工况下的整体位移分布图。图中 t_{imp} 为叶轮旋转时间; T 为叶轮旋转一个周期时间。从图中可以看出,由于叶轮与隔舌之间的动静干涉作用,在不同时刻,蜗壳结构因为振动而产生的位移明显不同,最大位移量均在 $5 \times 10^{-6}\text{ m}$ 以内。当叶片即将扫过隔舌的时候 ($t_{\text{imp}} = T/4$),在流道内的压力作用下,蜗壳结构整体产生的振动变得强烈。蜗壳结构的螺旋段位移变化并不是十分明显,而出口段越靠近出口处振动变得越剧烈,这是因为蜗壳结构受到流道内流体在流动的过程中所产生的流体压力作用,产生的扭矩在轴向逐渐积累,因而振动位移逐渐变大。当叶片扫过隔舌时 ($t_{\text{imp}} = T/12$),蜗壳出口段的振动相对减弱,出口段的最大变形量约为 $t_{\text{imp}} = T/4$ 时最大位移量的一半。将通过流固耦合计算出的蜗壳结构在不同时刻的位移图与模态分析得到的一阶振型图(图5)对比可看出,流固耦合的计算结果比模态分析的一阶振型的最大变形量要小得多,因此,可以推断出该离心泵工作的过程中并没有产生共振。

图6所示为不同模型在设计工况下 $t_{\text{imp}} = T/4$ 时刻蜗壳结构整体位移对比图,此时叶片即将扫过隔舌,方案A、B和C的蜗壳振动都相对较为强烈。从图中可以看出,蜗壳基圆直径的变化对蜗壳整体的振动情况有明显的影 响。当 D_3/D_2 过小时,蜗壳螺旋段的振动相对较为明显,随着蜗壳基圆直径的逐渐增大,蜗壳螺旋段的振动情况得到了明显改善。方案B ($D_3 = 435\text{ mm}$) 和方案C ($D_3 = 460\text{ mm}$) 2个

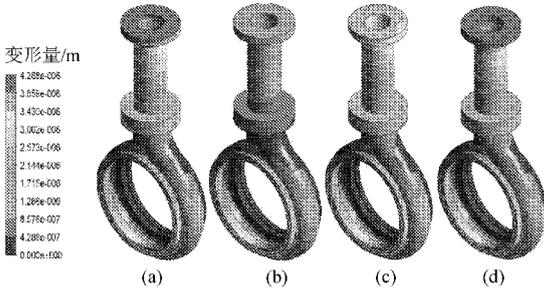


图4 不同时刻蜗壳位移图

Fig.4 Volute displacement diagram at different time steps

(a) $t_{imp} = 0$ (b) $t_{imp} = T/12$ (c) $t_{imp} = T/6$ (d) $t_{imp} = T/4$

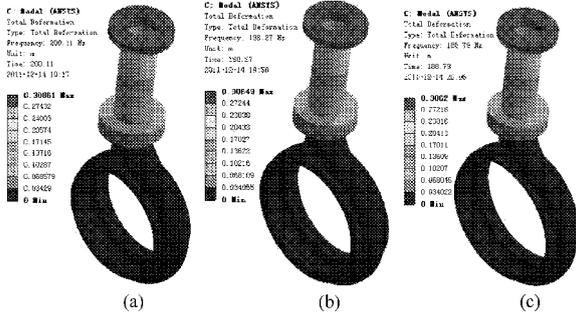


图5 3个方案的一阶振型

Fig.5 First mode of case A, B and C

(a) 方案A (b) 方案B (c) 方案C

方案在同一时刻的最大位移相差较小,但是与方案A ($D_3 = 390$ mm) 的最大位移相差较大,这是因为由于蜗壳隔舌与叶轮出口之间的间隙过小,流道内的流动恶化,导致相同工况下流道内的压力脉动增强;当叶轮外径和蜗壳基圆间隙增大时,流道内流体的流动趋于平稳,压力脉动减弱。通过本课题组前期的压力脉动分析结果可知^[23],在相同的工况下方案B和方案C的2个模型流道内压力脉动系数的幅值相差不大,但与方案A的计算模型流道内压力脉动幅值系数相比要小得多,与振动分析结果相同。从图中可以看出,方案B通过流固耦合计算得到的最大位移量最小,即在条件相同的情况下此计算模型的振动最弱,方案C的计算模型次之,方案A的模型振动最为强烈。

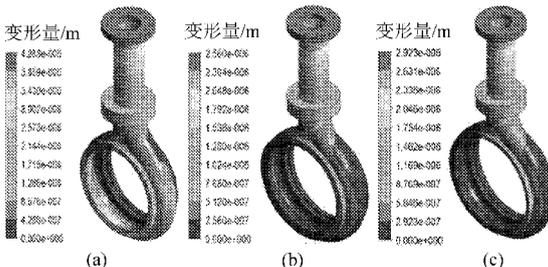


图6 不同模型同一时刻振动位移图

Fig.6 Different volute vibration displacement diagram at same time step

(a) 方案A (b) 方案B (c) 方案C

3.3 蜗壳瞬态振动速度分析

图7为在叶轮在旋转1/3个周期过程中,不同时刻方案A ($D_3 = 390$ mm) 的模型蜗壳结构在设计工况下的振动速度分布图。从图中可以看出,由于动静干涉的作用,在不同时刻蜗壳结构整体的振动速度分布不同。当叶片刚扫过隔舌 ($t_{imp} = T/4$) 时,流道内的压力脉动开始增强,振动速度逐渐增加,当叶片扫过隔舌之后,在流体力的作用下,蜗壳振动的速度达到了最大。这是因为由于叶轮和隔舌引起的动静干涉使得蜗壳所受到的径向力呈近似正弦波规律分布,因此,通过流固耦合求解得到的振动的位移及振动速度也将按照与之相应的规律分布。当质点振动位移达到最大值时,振动速度通常为零,在图7上,当蜗壳结构的振动位移幅值达到最大值 ($t_{imp} = T/4$) 时,振动速度幅值最小。

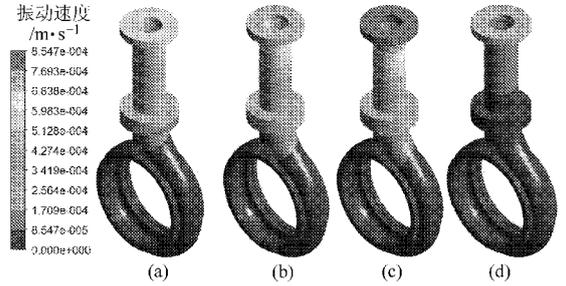


图7 不同时刻蜗壳速度分布图

Fig.7 Vibration velocity distribution of different cases at different time steps

(a) $t_{imp} = 0$ (b) $t_{imp} = T/12$ (c) $t_{imp} = T/6$ (d) $t_{imp} = T/4$

图8所示为不同模型在设计工况下, $t_{imp} = T/6$ 时刻蜗壳结构振动速度对比图,此时叶轮的流道正对隔舌,各模型振动速度都相对较大。结合图6可知,方案A ($D_3/D_2 = 1.013$) 振动位移的最大值为 4.288×10^{-6} m, 振动速度的最大值为 8.547×10^{-4} m/s; 方案B ($D_3/D_2 = 1.13$) 振动位移的最大值为 2.56×10^{-6} m, 振动速度的最大值为 4.823×10^{-4} m/s; 方案C ($D_3/D_2 = 1.19$) 振动位移的最大值为 2.923×10^{-6} m, 振动速度的最大值为 $5.253 \times$

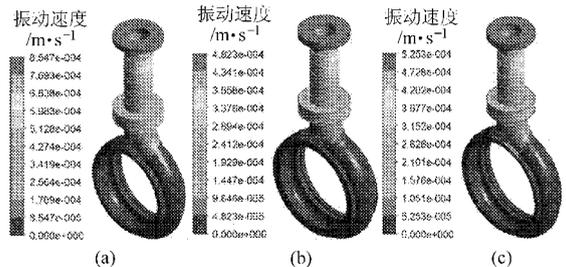


图8 不同模型同一时刻振动速度分布图

Fig.8 Vibration velocity distribution of different cases at same time step

(a) 方案A (b) 方案B (c) 方案C

10^{-4} m/s,这与径向力大小分布规律一致。各模型振动速度的幅值均在 10^{-3} m/s 之内。从图中可以看出,叶轮直径和蜗壳间的间隙变化对蜗壳整体的振动情况有明显的影响。当间隙过小时,蜗壳的振动相对较为明显,随着基圆直径的逐渐增大,泵体的振动情况得到了明显的改善。方案 B ($D_3 = 435$ mm) 和方案 C ($D_3 = 460$ mm) 的 2 个模型在同一时刻的振动相差不大,但是与方案 A ($D_3 = 390$ mm) 的模型最大振动速度的幅值相差较大,这是由于间隙过小,流道内的流动恶化,导致相同工况下流道内的压力脉动增强,当间隙增大时,流道内流体的流动趋于平稳,压力脉动减弱,振动减弱。通过分析可以看出,在流量相同的情况下,方案 B 的模型振动速度的幅值最小,方案 C 的模型次之,方案 A 的模型振动速度最大。

3.4 优化结果分析

表 1 为 3 种方案的优化结果对比图。

综合课题组前期研究的外特性和内部流场结

表 1 优化方案结果对比

Tab.1 Results comparison of case A, B and C

方案	数值模拟			试验验证	
	效率	径向力	振动	流场	外特性
A	高	大	大		
B	高	小	小	稳定	71.80%, 无过载
C	较低	较小	较小		

果^[19],方案 B 具有高效率、无过载和稳定的流场特征,超厚叶片叶轮和蜗壳的组合方案 B 振动性能也最优,其振动位移的最大值为方案 A 的 59.7%,振动速度的最大值为方案 A 的 60.6%,有效降低了振动。

4 结论

(1) 由于叶轮与隔舌之间的流场动静干涉作用,蜗壳受到交替的激振力作用,在不同时刻振动位移和振动速度分布呈周期性变化。

(2) 对于具有超厚叶片的叶轮,蜗壳基圆直径与叶轮直径的比值 D_3/D_2 对蜗壳振动有明显的影响。当 $D_3/D_2 \leq 1.013$ 时,由于超厚叶片出口射流-尾迹的作用导致蜗壳流道内流场分布不均匀,诱导的压力脉动剧烈,导致泵体整体的振动强烈;当间隙逐渐增大时,由于流道内的压力脉动峰峰值减小,泵体的振动减弱。

(3) 在设计工况下,方案 A ($D_3/D_2 = 1.013$) 振动位移的最大值为 4.288×10^{-6} m,振动速度的最大值为 8.547×10^{-4} m/s;方案 B ($D_3/D_2 = 1.13$) 振动位移的最大值为 2.56×10^{-6} m,振动速度的最大值为 4.823×10^{-4} m/s;方案 C ($D_3/D_2 = 1.19$) 振动位移的最大值为 2.923×10^{-6} m,振动速度的最大值为 5.253×10^{-4} m/s,这与径向力大小分布规律一致。

参 考 文 献

- 1 Chudina M. Detection of cavitation phenomenon in a centrifugal pump using audible sound[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2003, 17(6): 1335~1347.
- 2 Langthjem M A, Olhof N. A numerical study of flow-induced noise in a centrifugal pump. part II. hydrodynamics[J]. Journal of Fluids and Structures, 2004, 19(3): 369~386.
- 3 倪永燕. 离心泵非定常湍流场计算及流体诱导振动研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2008.
- 4 黄国富, 常煜, 张海民. 基于 CFD 的船用离心泵动力振动噪声源分析[C]//第二十一届全国水动力学研讨会暨第八届全国水动力学学术会议暨两岸船舶与海洋工程水动力学研讨会文集, 济南, 2008.
- 5 黄国富, 常煜, 张海民, 等. 低振动噪声船用离心泵的水力设计[J]. 船舶力学, 2009, 13(2): 313~318.
Huang Guofu, Chang Yu, Zhang Haimin, et al. Hydraulic redesign on a marine centrifugal pump for hydro-borne vibration and noise reduction[J]. Journal of Ship Mechanics, 2009, 13(2): 313~318. (in Chinese)
- 6 Dong R, Chu S, Katz J. Effect of modification to tongue and impeller geometry on unsteady flow, pressure fluctuations, and noise in a centrifugal pump[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1997, 119(3): 506~515.
- 7 Chu S, Dong R, Katz J. Relationship between unsteady flow, pressure fluctuations, and noise in a centrifugal pump-part A: use of PDV DATA to compute the pressure field[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1995, 117(1): 24~29.
- 8 Chu S, Dong R, Katz J. Relationship between unsteady flow, pressure fluctuation, and noise in a centrifugal pump-part B: effects of blade tongue interactions[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1995, 117(1): 30~35.
- 9 Berten S, Dupont P, Fabre L, et al. Experimental investigation of flow instabilities and rotating stall in a high-energy centrifugal pump stage[C]//Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2009, Vail, Colorado, USA.
- 10 Benra F K. Numerical and experimental investigation on the flow induced oscillations of a single-blade pump impeller[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2006, 128(4): 783~793.
- 11 Benra F K, Hans Josef Dohmen. Comparison of pump impeller orbit curves obtained by measurement and FSI simulation[C]//Proceedings of the 2007 ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP 2007-26149.
- 12 Dong R, Chu S, Katz J. Quantitative visualization of the flow within the volute of a centrifugal pump-part A: technique [J].

- ASME Journal of Fluid Engineering,1992, 114(3): 390 ~ 395.
- 13 Dong R, Chu S, Katz J. Quantitative visualization of the flow within the volute of a centrifugal pump-part B; results and analysis [J]. ASME Journal of Fluid Engineering, 1992, 114(3): 396 ~ 403.
- 14 裴吉. 基于流固耦合的离心泵流动诱导振动特性数值研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2009.
- 15 陈向阳,袁丹青,杨敏官,等. 基于流固耦合方法的300MWe级反应堆主泵叶片应力分析[J]. 机械工程学报,2010,46(4): 111 ~ 115.
Chen Xiangyang, Yuan Danqing, Yang Minguan, et al. Blade stress of the reactor coolant pump of 300 MWe nuclear power plant in China based on fluid-solid coupling method[J]. Journal of Mechanical Engineering,2010,46(4):111 ~ 115. (in Chinese)
- 16 刘厚林,徐欢,吴贤芳,等. 流固耦合作用对离心泵内外特性的影响[J]. 农业工程学报,2012,28(13):82 ~ 87.
Liu Houlin, Xu Huan, Wu Xianfang, et al. Effect of fluid-structure interaction on internal and external characteristics of centrifugal pump[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(13):82 ~ 87. (in Chinese)
- 17 江伟,郭涛,李国君,等. 离心泵流场流固耦合数值模拟[J]. 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]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2012,43(9):53 ~ 56,42. (in Chinese)
- 18 王洋,王洪玉,张翔,等. 基于流固耦合理论的离心泵冲压焊接叶轮强度分析[J]. 农业工程学报,2011,27(3):131 ~ 136.
Wang Yang, Wang Hongyu, Zhang Xiang, et al. Strength analysis on the stamping and welding impeller in centrifugal pump based on fluid-structure interaction theorem[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(3): 131 ~ 136. (in Chinese)
- 19 施卫东,蒋婷,曹卫东,等. 高扬程无过载潜水排污泵的优化设计与试验[J]. 农业工程学报,2011,27(5):151 ~ 155.
Shi Weidong, Jiang Ting, Cao Weidong, et al. Optimal design and experiment on a high-head non-overload submersible sewage pump [J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(5): 151 ~ 155. (in Chinese)
- 20 陈斌,张华,施卫东,等. 超厚叶片低比转数无过载排污泵数值计算与PIV实验[J]. 农业机械学报,2012,43(5):74 ~ 78.
Chen Bin, Zhang Hua, Shi Weidong, et al. Numerical calculation and experiment of non-overload low specific speed sewage pump with super-thick blades[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2012,43(5):74 ~ 78. (in Chinese)
- 21 王学. 基于ALE方法求解流固耦合问题[D]. 北京:国防科学技术大学,2006.
- 22 张磊. 潜水排污泵叶轮与蜗壳间隙对振动特性影响的研究[D]. 镇江:江苏大学,2012.
- 23 施卫东,张磊,陈斌,等. 离心泵间隙对压力脉动及径向力的影响[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(3):260 ~ 264.
Shi Weidong, Zhang Lei, Chen Bin, et al. Influence of gap on pressure pulsation and radial force in centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery and Engineering,2012,30(3):260 ~ 264. (in Chinese)