doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.12.012

# 基于双向流固耦合的混流泵叶轮力学特性研究\*

李 伟 杨勇飞 施卫东 季磊磊 蒋小平

(江苏大学流体机械工程技术研究中心,镇江 212013)

摘要:基于双向同步求解方法对混流泵内流场和叶轮结构响应进行联合求解,研究流固耦合作用下混流泵叶轮转子的力学特性。流场计算采用雷诺时均方法和标准  $k-\varepsilon$  湍流模型,结构响应采用弹性体结构动力学方程。通过对比分析流固耦合前后流道内不同位置压力监测点的压力脉动、外特性变化,研究流固耦合作用对混流泵流场的影响,并基于双向流固耦合分析了叶轮叶片的变形与动应力分布。研究结果表明,流固耦合作用对导叶出口处压力脉动幅值影响较大,耦合后扬程和功率波动幅值有所增加,而效率有所下降。考虑流固耦合作用,叶片最大变形发生在叶片出口边背面靠近轮缘处,最大变形量约为 0.062 7 mm;最大等效应力发生在叶片背面靠近轮载出口边附近,最大等效应力约 19.85 MPa;采样点耦合动应力呈现周期性变化,轮缘与轮毂上动应力幅值相差 3 个数量级,轮毂处相比其他位置更易发生疲劳破坏。研究结果为混流泵叶片的结构设计和可靠性分析提供了参考依据。

关键词:混流泵 流固耦合 等效应力 应力应变

中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2015)12-0082-07

# Mechanical Properties of Mixed-flow Pump Impeller Based on Bidirectional Fluid-structure Interaction

Li Wei Yang Yongfei Shi Weidong Ji Leilei Jiang Xiaoping (Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: With the aim to study the mechanical properties of the mixed-flow pump impeller rotor under the fluid-structure interaction, the flow field and impeller structure response in the mixed-flow pump were cooperatively solved based on the bidirectional synchronization solving method. The Reynolds-averaged Navier – Stokes equations and  $k - \varepsilon$  turbulent model were used for the simulation of the flow field, while the elastic structural dynamics equations were used for the structural dynamic response. The influence before and after fluid-structure interaction on the flow field in the mixed-flow pump was studied by comparison of pressure fluctuation and external characteristic changes at different monitoring points between flow channels. Meanwhile, the deformation of blade and the dynamic stress distribution on blade were analyzed based on the bidirectional fluid-structure interaction. The results showed that fluidstructure interaction had greater influence on the pressure pulsation amplitude at the vane outlet. After the coupled interaction, the amplitude of the head and power fluctuation were increased while the efficiency was decreased. The largest deformation location of blade occurred at the back side near to the rim of impeller with the maximum deformation of 0.062 7 mm. The maximum equivalent stress was detected on the back side nearby the outlet of the hub with the maximum equivalent stress of about 19. 85 MPa. The coupling dynamic stress of the sample point was changed periodically and the amplitude value of the dynamic stress on the rim and the hub had a difference by 103 magnitudes, which meant that fatigue damage was easier to happen in the hub region. The results of the research provide reference basis

收稿日期: 2015-09-05 修回日期: 2015-10-10

<sup>\*</sup>国家自然科学基金资助项目(51409127)、中国博士后科学基金资助项目(2013M541614)、江苏省博士后科学基金资助项目(1301062C)、江苏省六大人才高峰资助项目(HYZB-002)、镇江市农业支撑资助项目(NY2013031)、江苏高校优势学科建设工程资助项目和江苏大学高级专业人才科研启动基金资助项目(13JDG105)

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

for the structure design and reliability analysis of the mixed-flow pump.

Key words: Mixed-flow pump Fluid-structure interaction Equivalent stress Stress-strain

### 引言

混流泵广泛应用于农业排灌、城市供排水、矿山、大型水利工程、舰船喷水推进、海水脱盐系统以及火力发电和核电站的循环水系统等领域<sup>[1-4]</sup>,在国民经济建设中发挥着重要作用。随着水力机械单机容量和尺寸的增加,人们对其运行稳定性和可靠性问题日益重视。叶轮作为混流泵进行能量转换的关键部件,其安全性和稳定性对泵机组的稳定运行和使用效率有较大影响<sup>[5]</sup>。因此对大型混流泵的叶轮进行振动特性研究具有重要的意义。

随着 ANSYS 技术的发展,采用流固耦合方法分 析旋转机械关键部件的应力与应变已成为最有效的 研究手段之一[6-10]。陈山等[11]使用有限元计算软 件和内部流场计算软件对不同几何尺寸的离心式气 体透平叶轮的强度和气动性能进行了计算;王洋 等[12-15]采用单向流固耦合方法对离心泵叶轮耦合 系统进行仿真计算、对噪声进行了预测研究; Jiang 等[16-17]利用 ANSYS 软件分析了混流式水轮机转轮 叶片变形对流场的影响以及壳体的流体诱导振动特 性。但上述研究大多只考虑了流体对于结构的作用 而没有考虑结构对流场的反作用,由于将流体与结 构简单解耦单独求解,即不考虑二者的相互作用,将 导致混流泵内部流场分析结果与实际流场不相符。 因此,考虑双向流固耦合作用的数值仿真十分必要。 黄浩钦等[18]分析了不同瞬态相位下单向和双向耦 合方式对船用离心泵叶轮应力应变的影响,进行了 转子模态的多相位分析;裴吉等[19]对离心泵内流场 和叶轮结构响应进行了同步求解,分析了叶轮流固 耦合作用对离心泵内流场的影响;Benra 等[20]分别 采用了单向耦合和双向耦合方法分析了单叶片无堵 塞离心泵转子振动位移和所受的水力激励,并对水 力激振位移进行了实验测量,但上述研究对象大多 为离心泵。

本文基于双向交替流固耦合方法对混流泵叶轮内部流场和叶轮结构场进行联合求解,分析流固耦合作用下混流泵叶轮应力和变形情况及叶轮的耦合振动特性,为混流泵模型优化设计及稳定运行提供理论参考。

# 1 流固耦合计算

### 1.1 物理模型

本文研究的混流泵主要参数为:流量 Q =

380  $\text{m}^3/\text{h}$ ,扬程 H=6 m,转速 n=1 450 r/min,比转数  $n_s=480$ 。叶片数 z=4,导叶叶片数  $z_d=7$ 。应用 Pro/E 软件对模型的进口段、叶轮、导叶、蜗室和出口段分别进行实体建模,模型如图 1 所示。计算区域为从泵的进口段到环形蜗室出口段的整个装置段,如图 2 所示。

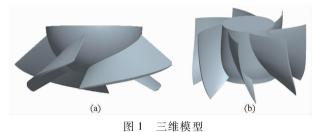


Fig. 1 Three-dimensional models
(a) 叶轮 (b) 导叶

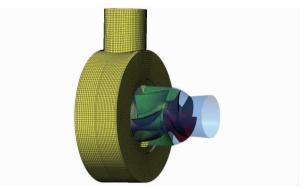


图 2 全流道计算区域

Fig. 2 Computational area of whole flow passage

### 1.2 流场计算模型

考虑到叶顶间隙相对叶轮的尺寸很小,为保证间隙内部足够的网格单元数和有效节点数,以及间隙向叶轮内部网格的均匀过渡,采用六面体网格进行划分。在叶轮和导叶处分别采用 J/O 型拓扑结构和 H/O 型拓扑结构,进口段采用 Y-block 拓扑形式,并进行周期阵列形成完整的过流通道。通过对每根拓扑线上节点的控制,使得网格按照各个壁面的曲率均匀变化,并对叶轮进行加密处理。流场计算域的网格总数约 110.01 万,其中叶轮计算域单元数约 46.11 万,导叶计算域单元数约 45.37 万,节点总数 101.7 万。在网格划分过程中要对计算中具有不同边界条件或与不同壁面相接触的流体界面设置为不同的 PART,以便在 CFX 中能灵活地设置相应不同的边界条件和耦合界面。流体网格划分如图 3 所示。

采用商用软件 CFX 进行全流场数值计算,以时均 N-S 方程作为基本控制方程,以标准  $k-\varepsilon$  双方

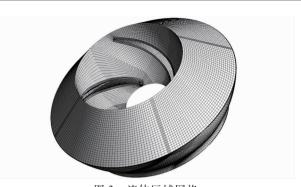


图 3 流体区域网格 Fig. 3 Mesh in fluid zone

程为湍流模型,采用二阶精度迎风格式,以基于微元中心有限体积法空间离散的方式,通过 SIMPLEC 算法实现压力速度的耦合求解。边界条件设置为速度进口、压力出口、无滑移壁面边界条件,取参考压力为1个大气压。计算收敛精度为10<sup>-4</sup>。

### 1.3 叶轮有限元模型

混流泵模型叶轮结构的材料为结构钢,弹性模量为  $2.06\times10^{11}$  Pa, 泊松比为 0.3, 密度为  $7.85\times10^3$  kg/m³, 抗剪切模量为  $7.6923\times10^{10}$  N/m², 屈服强度为  $2.5\times10^8$  N/m²。

结构区域网格利用 Workbench 的网格自动划分功能进行网格的生成。利用 ANSYS14 组件与 Pro/E 造型软件的无缝对接功能将转子造型的点、线、面以及实体完整地转换到 Workbench 的 Simulation 模块中,并利用其中的 Mesh 功能进行结构的有限元网格划分,选择网格划分方式为 Automatic,如图 4 所示。此外,2 个求解域在各自求解器中的相应坐标要保持对应,使求解中两场相对位置相同,确保流体界面与相接触的固体界面正确对应。

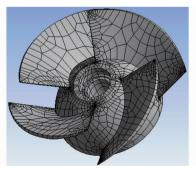


图 4 结构网格划分 Fig. 4 Structured mesh

### 1.4 流固耦合计算的实现过程

流体计算区域在 CFX 中进行流场非定常计算,固体结构域在 ANSYS Workbench 中进行瞬态动力学分析。流场非定常计算时取定常计算结果为初始条件。在流固耦合同步求解之前,需先对流场和结构响应分别独立进行计算。两场都能在不考虑外场作用的情况下得到比较满意的结果方可进行流固耦

合同时求解,以保证计算的顺利进行。

在结构场求解器 ANSYS Workbench 中,应用结构瞬态动力分析实现与流场非定常计算的同步求解,瞬态动力学分析设置了相应的外载荷和固定约束。由于在流固耦合求解中对于结构而言,外载荷是流体力对结构表面的作用,因此将叶轮与流体相接触的面设置为流固相互作用面,以此来实现流体对结构压力载荷的施加。叶轮设置相应的固定面约束,如图 5 中蓝色标识所示。与 CFX 中流场非定常求解的时间和步长相对应,设置合理的求解时间和时间步长。进行耦合计算时,由于流体计算网格在流固耦合的作用下会发生相应的变形,因此,需要利用 CFX 的动网格技术来解决,模拟类型设定为瞬态求解。

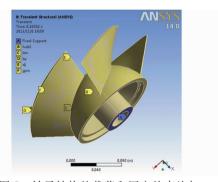


图 5 转子结构的载荷和固定约束施加

Fig. 5 Load and fixed constrain in rotor

为了得到比较稳定的结果,计算得到了叶轮旋转4圈时间内的非定常流场和结构响应结果。由于叶轮非定常流场的压力波动和叶轮轴心偏移量变化基本稳定,选择叶轮旋转的第4周进行分析。瞬时流场求解采用 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<sup>-4</sup>。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<sup>-3</sup>。

# 2 计算结果分析

### 2.1 外特性试验验证与流场计算结果

进行外特性预测和内流场计算,并与试验外特性进行对比,结果如图 6 所示。从图中可以看出,计算的扬程比模型试验值要高,效率比试验结果略低。小流量工况下数值模拟结果与试验结果非常相近,在效率最高点,扬程和效率误差分别为 3.29% 和 0.2%。因为数值计算模型相比试验测量用泵存在局部结构差别以及网格质量等因素影响,数值计算与试验测量结果存在误差无法避免。但从整体上看,数值模拟的扬程、效率与试验测量的性能趋势基本一致。说明流场计算模型能够较准确预测其性能,通过对该模型的求解可以准确得到叶轮表面的

压力载荷信息,为叶轮有限元分析提供了保证。

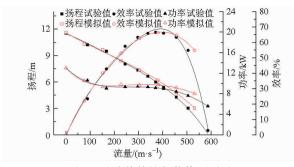


图 6 试验外特性与数值预测对比

Fig. 6 Comparison of experimental external characteristics and numerical results

图 7 为叶轮叶片上的压力分布。从图中可以看出,在叶片工作面,液体压力在进口边处最低,沿着液体流动方向,液体压力逐渐升高,在靠近叶片出口边的外缘处达到最大;压力在整个圆周方向呈对称分布。在叶片背面,压力相比工作面要小很多,最大压力出现在出口边。对流场数值计算得到的叶轮表面压力进行面积分获得综合轴向力,并将流场分析得到叶轮上的压力分布载荷导入模块 Structural 中进行有限元分析。

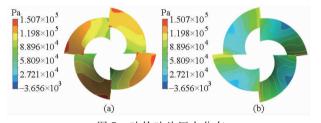


图 7 叶轮叶片压力分布

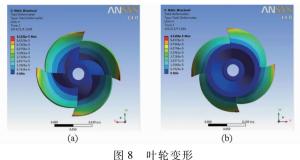
Fig. 7 Pressure distribution of impeller blade
(a) 叶轮工作面 (b) 叶轮背面

#### 2.2 有预应力的模态求解结果

图 8、图 9 所示为叶轮转子在定常 CFD 结果下的总变形量和等效应力的静力学分析结果,该结果将作为预应力边界条件对后面的模态进行分析。从图 8 中可以看出,叶轮叶片变形由中心向外逐渐增大,最大的变形发生在叶片外缘处,轮毂处变形最小,得到叶片最大变形量约为 0.061 1 mm。由于叶轮其余部分结构的强度均比叶片部分大许多,故变形相比叶片小很多。从图 9 中可以看出,叶轮叶片应力在整个圆周方向呈对称分布,叶轮最小等效应力均发生在轮缘区域,最大等效应力发生在靠近轮毂的叶片出口附近,最大等效应力值约 22.18 MPa,远小于材料疲劳极限和屈服强度,因此叶轮不会发生疲劳破坏和塑性变形。由于传统强度计算对叶轮做了较多简化,有限元法计算的最大应力比传统方法得到的值稍大。

利用静力分析结果作为模态求解的预应力边界

条件,对叶轮转子进行模态分析。图 10 所示是叶轮转子在空气中和水压下前 10 阶模态频率分布对比。由对比结果可知,2 种情况下固有频率有一定差别,但差值较小。



ig. 8 Transformation of impeller

(a) 背面 (b) 工作面

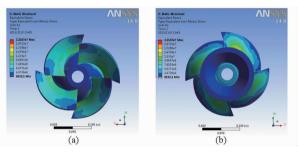


图 9 叶轮等效应力分布

Fig. 9 Equivalent stress distribution on impeller blade

(a) 背面 (b) 工作面

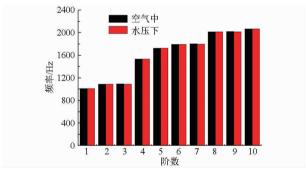


图 10 空气中及水压下模态频率分布对比

Fig. 10 Comparison of model frequency distribution in air and water

由图 10 可知, 叶轮转子第 1 阶频率为 1 012.5 Hz, 叶片通过频率(BPF)是 96.6 Hz。混流泵自振频率远大于叶片通过频率, 不会发生共振, 因此接下来的流固耦合计算是可信的。

### 2.3 非定常流固耦合结果

混流泵内部真实流动是随时间周期性波动的非 定常流动,时变流场会产生交变的水力激励力,对混 流泵的各个部件会产生周期性的振动激励,并使泵 产生强迫振动。水力激励力与混流泵泵体结构会产 生相互的作用,一方面时变流体力使泵结构发生变 形和振动,另一方面变形的结构也会使流场形态发 生变化,从而改变流场特性,两者相互制约,相互影响。为此,对模型泵非定常流固耦合特性及耦合作用下的结构等效应力进行分析,研究混流泵叶轮非定常状态下的流固耦合特性。

### 2.3.1 流固耦合作用对流场的影响

图 11(图中每 3°为一个时间步长)给出了流道 内典型位置压力监测点及模型泵外特性耦合与非耦 合结果对比结果。流道内不同位置压力监测点流固 耦合前后结果对比有所差别,在导叶出口处耦合前 后幅值相差较大,而在叶轮中间处幅值和相位基本相同。对于泵的外特性结果,扬程、功率耦合前后的相位略有不同,耦合前后相位相差9°左右,耦合后扬程和功率波动幅值均有所增加,扬程增加最大幅值为0.15%左右,而效率有所下降,效率下降最大幅度为0.12%。由于耦合计算过程中流体运动导致结构发生变形,使流体域结构发生变化,从而对泵内部流动产生影响,因此比非耦合的结果更能反映出混流泵内部实际流动的变化情况。

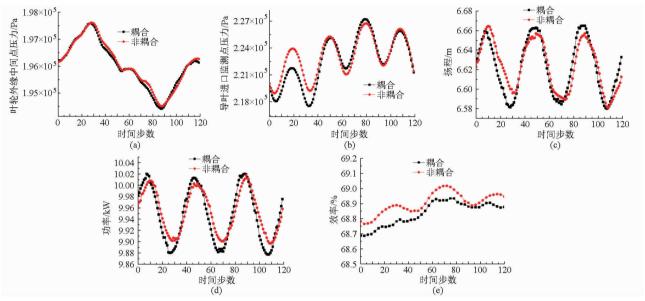


图 11 流固耦合前后监测点压力及外特性对比

Fig. 11 Comparisons of pressure and external characteristics monitored before and after fluid-structure interaction

## 2.3.2 叶轮叶片变形与动应力分布

材料或结构受到长期重复变化的动载荷作用后,其动应力值虽然没有超过材料的强度极限,但仍然可能发生破坏,即疲劳破坏。因此,泵叶轮转子的动应力问题是提高其运行稳定性和可靠性研究的一个重要内容。

通过上文的研究,可以确定叶片最大变形和等效应力最大集中点的主要分布区域。为此,在这些区域分别选择了4个关键点进行研究。图12所示是等效应力采样点位置示意图,其中,A为叶轮进口边叶顶处、B为叶轮进口边与轮毂交点、C为叶轮出口边叶顶处、D为叶轮出口边与轮毂交点。

图 13 为叶轮叶片上在 t = 0. 165 52 s 时刻的变形与等效应力分布。从图 13a 中可以看到叶片从轮毂到轮缘沿径向变形明显呈梯度增大,轮缘的振动问题比较突出,最大变形发生在叶片出口边背面靠近轮缘处,最大变形量约为 0. 062 7 mm,轮缘处的大变形主要是靠近轮毂部分叶片小变形在轮缘的放大,在设计校核时应当保证叶片轮缘与端壁的合理间隙。从图 13b 中可以看出最大等效应力发生在叶

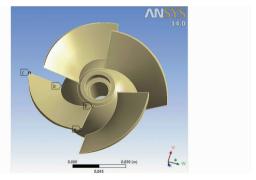


图 12 等效应力采样点位置示意图

Fig. 12 Sampling points position of equivalent stress

片背面靠近轮毂出口边附近,最大等效应力约19.85 MPa,该处是叶片危险截面所在位置,容易发生疲劳断裂,这与工程实际中容易出现的裂纹位置基本一致。在叶轮外缘,叶片主要表现为流场压力产生的弯曲和扭转变形,离心力产生的拉伸变形并不明显,表明叶轮的离心力对叶轮的影响较小,而流体作用力影响较大。同时,由于叶片进水边冲击较大,当其发生振动时,在进水边靠近轮毂处无法通过弹性变形释放应力,容易导致叶片近支点部位即在轮毂处形成应力集中,成为叶片最大等效应力分布区

的要求。

图 14 为叶轮叶片上耦合动应力计算结果。从图中可以看出,4 个采样点的动应力分布呈现周期性变化,在旋转坐标系下叶轮旋转周期内均出现一个波峰和波谷。虽然叶轮最大应力与材料许用应力相比较小,但是由于其变化呈周期性,因此需要防止

叶轮的疲劳破坏。对比轮缘上A、C点动应力变化,

可以发现随着压力增加,出口轮缘处的动应力明显

大于进口处,但由于进口水流冲击和叶轮的旋转做

功,其动应力脉动幅值达到 1 × 10<sup>4</sup> Pa, 明显大于 C 点处的动应力幅值, A 点处的疲劳破坏影响相对较

大。对比轮毂上 B、D 点动应力变化,可以发现 D 点

处的动应力均值大于 B 点处,但 B 点处动应力变化

幅值稍大。从整体上看,轮缘上A、C点动应力和轮

载上 B、D 的值相差 3 个数量级,轮毂上的 B、D 两点动应力幅值较大,轮缘上的 A、C 两点幅值相对较

小。因此,轮毂处相比其他位置更易发生疲劳破坏, 尤其是周期性动应力将导致叶片疲劳断裂的后果,

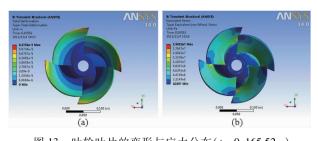


图 13 叶轮叶片的变形与应力分布(t = 0.165 52 s)
Fig. 13 Distributions of impeller transformation and impeller blade stress-strain

(a) 叶片位移变形分布 (b) 叶片表面应力分布

域。应力集中位置的计算结果可以作为定性分析的依据,通过加大轮毂处叶片厚度或采用圆弧过渡的方式可优化叶片应力分布。与图 8、图 9 对比耦合前后叶轮变形和等效应力分布,发现最大变形位置和应力集中位置基本一致,但是最大变形量有所增大、最大等效应力值有所减小,耦合前后最大变形量差值约为0.001 6 mm,最大等效应力差值约为 2.33 MPa,流固耦合作用对叶轮的变形和应力分布影响较为明显。但最大等效应力仍然满足材料疲劳极限和屈服强度

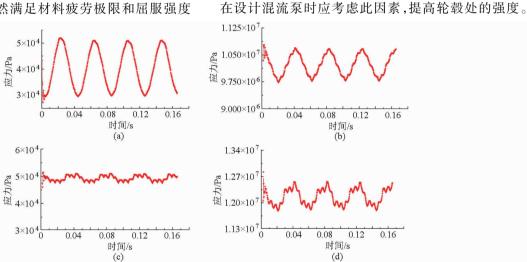


图 14 叶轮叶片耦合动应力变化曲线

Fig. 14 Coupled dynamic stress change curves of impeller blade

(a) 采样点 A (b) 采样点 B (c) 采样点 C (d) 采样点 D

### 3 结论

(1)对比数值模拟与试验外特性结果,在效率最高点混流泵扬程和效率误差分别为 3.29% 和 0.2%,二者结论基本一致,说明流场计算模型能够较准确预测其性能,通过对该模型的求解可以准确得到叶轮表面的压力载荷分布,为叶轮有限元分析提供了保证。

(2)分析流固耦合作用对流场的影响,发现流道 内不同位置压力监测点流固耦合前后结果对比有所 差别,在导叶出口处耦合前后幅值相差较大,而在叶轮 外缘中间处幅值和相位基本相同。耦合后扬程和功率 波动幅值有所增加,扬程增加最大幅度为 0.15% 左右, 而效率有所下降,下降最大幅度为 0.12%,耦合结果更 能反映混流泵内部实际流动状态。

(3)基于双向流固耦合研究叶轮叶片的变形和应力分布,发现轮缘的振动问题比较突出,最大变形发生在叶片出口边背面靠近轮缘处,最大变形量约为0.0627mm;最大等效应力发生在叶片背面靠近轮毂出口边附近,最大等效应力约19.85 MPa。耦合动应力计算结果表明,4个采样点的动应力分布呈周期性变化,在旋转坐标系下叶轮旋转周期内均出现一个波峰和波谷,轮缘与轮毂上动应力幅值相差3个数量级,轮毂处相比其他位置更易发生疲劳

破坏。因此,在设计混流泵时应考虑此因素,需要防 强度。 止周期性动应力带来的叶轮疲劳破坏,提高轮毂处

#### 参考文献

- 1 Miyabe M, Maeda H, Umeki I, et al. Unstable head flow characteristic generation mechanism of a low specific speed mixed flow pump[J]. Journel of Thermal Science, 2006, 1(2): 115-120.
- 2 黎义斌,胡鹏林,李仁年,等. 不同叶顶间隙对斜流泵性能影响的数值分析[J]. 农业工程学报,2014,30(23):86-93. Li Yibin, Hu Penglin, Li Rennian, et al. Numerical analysis for effects of different blade tip clearance on performance in mixed-flow pump[J]. Transactions of the CSAE, 2014,30(23):86-93. (in Chinese)
- 3 常书平,王永生,魏应三,等. 喷水推进器内非定常压力脉动特性[J]. 江苏大学学报:自然科学版,2012,33(5):522-527. Chang Shuping, Wang Yongsheng, Wei Yingsan, et al. Pressure fluctuation of unsteady flow in waterjet[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2012,33(5):522-527. (in Chinese)
- 4 邴浩,曹树良,谭磊,等. 混流泵导叶对其性能的影响[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(2):125-130. Bing Hao, Cao Shuliang, Tan Lei, et al. Effects of diffuser vane on mixed-flow pumps performance[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(2):125-130. (in Chinese)
- 5 张双全,吴俊,秦仕信,等. 基于 ANSYS 的混流泵转轮力学特性分析[J]. 水电能源科学,2010,28(10):107 108,9. Zhang Shuangquan, Wu Jun, Qin Shixin, et al. Dynamic characteristics analysis of mixed-flow pump runner based on ANSYS[J]. Water Resources and Power,2010,28(10):107 108,9. (in Chinese)
- 6 李伟,施卫东,蒋小平,等. 基于 APDL 的多级离心泵泵轴强度有限元分析[J]. 农业机械学报,2012,43(5):92-96. Li Wei, Shi Weidong, Jiang Xiaoping, et al. Finite element analysis of shaft strength of multi-stage centrifugal pumps based on APDL[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2012,43(5):92-96. (in Chinese)
- 7 Zhang L X, Guo Y K, Wang W Q. FEM simulation of turbulent flow in a turbine blade passage with dynamical fluid-structure interaction [J]. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 2009, 61(12): 1299 1330.
- 8 唐学林,贾玉霞,王福军,等. 贯流泵内部湍流流动及叶轮流固耦合特性[J]. 排灌机械工程学报,2013,31(5):379-383. Tang Xuelin, Jia Yuxia, Wang Fujun, et al. Turbulent flows in tubular pump and fluid-structure interaction characteristics of impeller[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2013,31(5):379-383. (in Chinese)
- 9 袁寿其,徐宇平,张金凤,等. 流固耦合作用对螺旋离心泵流场影响的数值分析[J]. 农业机械学报,2013,44(1):38-42. Yuan Shouqi, Xu Yuping, Zhang Jinfeng, et al. Numerical analysis for effect of fluid-structure interaction on flow field in screw centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2013,44(1):38-42. (in Chinese)
- 10 施卫东,徐燕,张启华,等. 基于流固耦合的多级潜水泵叶轮结构强度分析[J]. 农业机械学报,2013,44(5):70-73. Shi Weidong, Xu Yan, Zhang Qihua, et al. Structural strength analysis of multistage submersible pump impeller based on fluid-structure interaction[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(5):70-73. (in Chinese)
- 11 陈山,杨策,杨长茂,等.几何参数对离心叶轮强度和气动性能影响的研究[J]. 流体机械,2012,40(3):21-26. Chen Shan, Yang Ce, Yang Changmao, et al. Investigation of geometrical parameters influence to the stress and aerodynamic performance of centrifugal impeller[J]. Fluid Machinery,2012,40(3):21-26. (in Chinese)
- 12 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 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)
- 13 陈向阳,袁丹青,杨敏官,等. 基于流固耦合方法的 300 MWe 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)
- 14 Kato C, Yamade Y, Wang Hong, et al. Prediction of the noise from a multi-stage centrifugal pump[C] // ASME 2005 Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2005, 1(B): 1273-1280.
- 15 Langlhjem M A. A numerical study of flow-induced noise in a two-dimensional centrifugal pump, part I: hydrodynamics [J]. Journal of Fluid and Structures, 2004, 19(3):349 368.
- 16 廖伟丽,徐斌,逯鹏,等. 部分负荷下混流式水轮机转轮叶片变形对流场的影响[J]. 机械工程学报,2006,42(6):55-59. Liao Weili, Xu Bin, Lu Peng, et al. Influence of runner blade deformation on fluid field of francis turbine under part load[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2006,42(6):55-59. (in Chinese)
- Jiang Y Y, Yoshimura S, Imai R, et al. Quantitative evaluation of flow-induced structural vibration and noise in turbomachinery by full-scale weakly coupled simulation [J]. Journal of Fluids and Structures, 2007, 23(4): 531-544.
- 18 黄浩钦,刘厚林,王勇,等. 基于流固耦合的船用离心泵转子应力应变及模态研究[J]. 农业工程学报,2014,30(15):98-105. Huang Haoqin, Liu Houlin, Wang Yong, et al. Stress-strain and modal analysis on rotor of marine centrifugal pump based on fluid-structure interaction[J]. Transactions of the CSAE,2014,30(15):98-105. (in Chinese)
- 19 裴吉,袁寿其,袁建平. 流固耦合作用对离心泵内部流场影响的数值计算[J]. 农业机械学报,2009,40(12):107-112. Pei Ji, Yuan Shouqi, Yuan Jianping. Numerical calculation for effect of fluid-structure interaction on flow field in centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2009,40(12):107-112. (in Chinese)
- 20 Benra F K, Dohmen H J. Comparison of pump impeller orbit curves obtained by measurement and FSl simulation [C] // ASME 2007 Pressure Vessels and Piping Conference, 2007, 4:41-48.