

基于流固耦合理论的离心泵冲压焊接叶轮强度分析

王洋, 王洪玉^{*}, 张翔, 徐小敏

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘要: 为准确计算冲压焊接叶轮在流场中的应力及变形情况, 借助计算机辅助工程 (computer-aided engineering, CAE) 多物理场协同仿真平台 ANSYS Workbench, 采用单向流固耦合方法对叶轮耦合系统进行仿真计算。结果表明, 各工况下叶轮应力分布明显不均, 并在局部出现应力集中。叶轮变形的总位移随半径的增大不断变大, 并在叶轮边缘达到最大值。叶轮最大等效应力在 0.6 倍设计流量工况下为 48.7 MPa, 随流量的增大不断减小。叶轮总变形的最大位移在小流量工况下最大为 0.0234 mm, 随流量的增大先减小后增大, 并在 1.2 倍设计流量工况下出现最小值 0.0170 mm。为提高叶轮可靠性, 应尽量避免其在小流量工况下运行。计算结果为冲压焊接叶轮的结构设计及分析提供有效依据。

关键词: 离心泵, 有限元, 应力分析, 冲压焊接叶轮, 流固耦合, 等效应力

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2011.03.025

中图分类号: TH311

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2011)-03-0131-06

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 with English abstract)

0 引言

20 世纪 90 年代国内开始使用不锈钢离心泵, 由于该泵具有节材环保、清洁美观、性能良好、生产率高等优点, 广泛应用于农业、医药、船舶、锅炉给水等行业的液体输送、增压及冷、热水循环。冲压焊接叶轮是不锈钢离心泵内的核心部件, 其结构的可靠性对整个机组的安全运行有着重要的影响, 因此, 对冲压焊接叶轮的强度计算及结构优化越来越受到人们的重视。准确地对冲压焊接叶轮进行强度分析可为叶轮的结构设计及寿命延长提供依据。

目前对于离心泵叶轮强度的计算大多基于经验和统计分析, 一般采用近似方法^[1-3]。这些方法对流场压力载荷作了极大简化, 只能粗略估算叶轮上的应力, 无法得到叶轮上的应力分布特征, 也无法准确求得最大应力的发生位置。这样得到的计算结果和叶轮实际工作情况有较大出入。另一方面, 对在液下高速旋转的叶轮进行应力测试难度较大, 只能测量特定部位的应力, 并且测量结果也无法应用于同系列其他叶轮。有限元方法及应用软件的发展使得叶轮强度的准确计算成为可能, 而且模型无需过多简化。根据计算结果可以详细了解叶轮的应力状态和变形情况。因此采用有限元方法同时考虑流场

压力载荷对冲压焊接叶轮进行强度分析是完全可行的, 并有其实际意义。

为准确计算冲压焊接叶轮在流场中的受力及变形情况, 采用单向流固耦合方法对叶轮耦合系统进行求解计算。通过对不锈钢离心泵内的全流场计算, 得到不同工况下叶轮所承受的流场压力载荷, 进而对冲压焊接叶轮进行有限元分析, 重点分析叶轮在不同工况下的应力及变形情况。

1 流固耦合问题求解方法

流固耦合力学是流体力学和固体力学交叉而生的一门力学分支。它主要研究固体在流场作用下的各种行为以及固体变形或运动对流场的影响。流固耦合问题的求解, 本质上应根据统一的耦合方程, 在一个时间步内对流体域和固体域中所有的未知量同时求解, 即强耦合方法^[4]。由于计算机计算能力及求解精度的不同, 目前还存在其他的相应求解策略, 如弱耦合^[5]或单向耦合^[6]。

相对离心泵内流场尺寸, 冲压焊接叶轮在流场中的变形微小, 故本文采用单向流固耦合方法求解, 忽略固体变形对流场的影响。

采用有限元方法对流体域和结构域进行离散, 基于统一耦合方程及其凝聚方式, 单向耦合的求解步骤如下: 首先对流场元素进行求解; 根据求解的流场元素, 将更新后的流体矢量传递给结构, 结合耦合界面信息求解结构元素。单向耦合控制方程及推导过程详见文献[7-9]。

2 模型的建立

2.1 叶轮模型

选取浙江某厂生产的 XZS32-160/30 型端吸离心泵为

收稿日期: 2010-04-22 修订日期: 2010-06-10

基金项目: 江苏省科技服务业计划项目 (BM2008375)

作者简介: 王洋 (1955-), 男, 河北定州人, 研究员, 博士生导师, 主要从事流体机械测试及自动化控制研究。江苏省镇江市学府路 301 号 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 212013。Email: pgwy@ujs.edu.cn

*通信作者: 王洪玉 (1984-), 男, 河北衡水人, 主要从事不锈钢离心泵的设计与研究。江苏省镇江市学府路 301 号 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 212013。Email: wang330783396@126.com

计算对象,其设计参数如下:进口直径 $D_s=50$ mm,出口直径 $D_d=32$ mm,设计流量 $Q_d=12.5$ m³/h,设计扬程 $H_d=32$ m,转速 $n=2\ 900$ r/min。冲压焊接叶轮的进口直径 $D_j=53.4$ mm,出口直径 $D_2=166$ mm,出口宽度 $b_2=5$ mm,前盖板厚度 $d_1=1.6$ mm,后盖板厚度 $d_2=2$ mm,叶片流面厚度 $s=1.5$ mm,叶片数为6。叶片与前、后盖板之间经焊接工艺形成叶轮整体,其焊接之前各部件几何模型如图1所示。

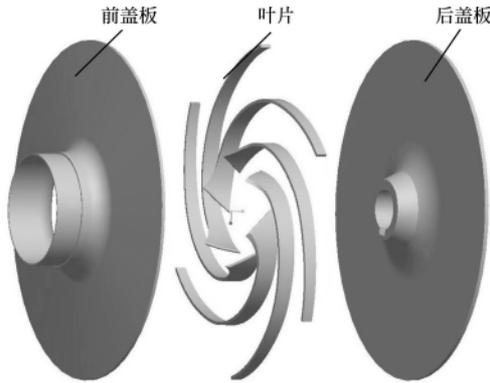


图1 冲压焊接叶轮结构示意图

Fig.1 Construction of stamping and welding impeller

2.2 计算模型及方法

由于离心泵内部流动的非对称性^[10-12],使叶轮在流场中受力相当复杂。为准确地得到叶轮在流场中的压力载荷,对叶轮耦合系统采用整场离散、整场求解的方法进行分析。

2.2.1 流场计算模型

流体计算模型由叶轮进口延伸及前泵腔、叶轮、蜗壳、后泵腔内流体组成。利用 Workbench 中的网格划分模块 CFX-Mesh 对流体进行四面体网格划分,在近壁面区进行网格加密,加密层数为5,增长率为1.3,网格总数为931 254,节点数为274 787,如图2所示。

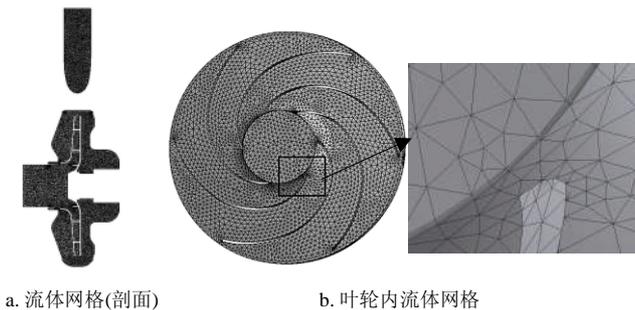


图2 流场计算模型及网格

Fig.2 Computational model and mesh of fluid field

在CFX中采用SST $k-\omega$ ^[13]湍流模型,设置总压进口、质量出口、无滑移壁面边界条件,采用可变壁面函数^[6];采用“Frozen Rotor”方式处理旋转坐标系与静止坐标系下流动参数的转换,并考虑壁面粗糙度的影响。蜗壳内壁及叶轮表面粗糙度为 $3.2\ \mu\text{m}$ 。

2.2.2 叶轮有限元模型及计算方法

所选叶轮的材料为不锈钢0Cr18Ni9,其材料特性见

表1。

表1 叶轮材料特性
Table 1 Properties of impeller material

密度 $\rho/$ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模量 $E/$ Pa	泊松比 μ	屈服强度 $\sigma_s/$ MPa
7 930	1.93×10^{11}	0.31	207

叶轮结构网格采用自由划分方式,计算模型的网格数为115 472,节点数为215 469,如图3所示。计算采用Solid187单元,此单元通过10个节点定义,每个节点有3个沿xyz方向的平移自由度。Solid187单元具有二次位移模式可以很好的模拟不规则的模型,并支持塑性、蠕变、应力刚化、大变形和大应变。

叶轮有限元模型的约束条件:轮毂的后端面与轴肩接触,施加轴向位移约束 $U_x=U_y=U_z=0$;轮毂的圆孔面施加径向和轴向约束;轮毂上的三个键槽面在轴向上为自由位移,约束为 $U_y=U_z=0$ 。叶轮所受的载荷包括惯性力和表面力:惯性力包括叶轮自身重力及旋转离心力,通过设置叶轮密度、重力加速度及旋转速度施加;表面力主要为作用在叶轮表面的流场压力载荷,将叶轮的表面(叶片的工作面、背面、进口面、出口面,前、后盖板的内表面和外表面)属性分别设置为 Fluid Solid Interface,用以引入流场压力载荷,实现流场与结构的单向耦合。

3 计算结果分析

为全面分析叶轮的受力及变形情况,分别对离心泵在流量为 $0.6Q_d$ (0.6倍设计流量), $0.8Q_d$, $1.0Q_d$, $1.2Q_d$, $1.5Q_d$, $1.8Q_d$, $2.0Q_d$ 时的流场进行计算,然后将耦合面上的压力载荷施加到叶轮结构上,在 Static Structural (ANSYS) 中对叶轮进行有限元分析。

3.1 离心泵性能曲线对比

在CFX中对不同工况下泵内流场进行计算,得到泵流量—扬程及流量—效率曲线,并与试验数据进行对比,如图3所示。

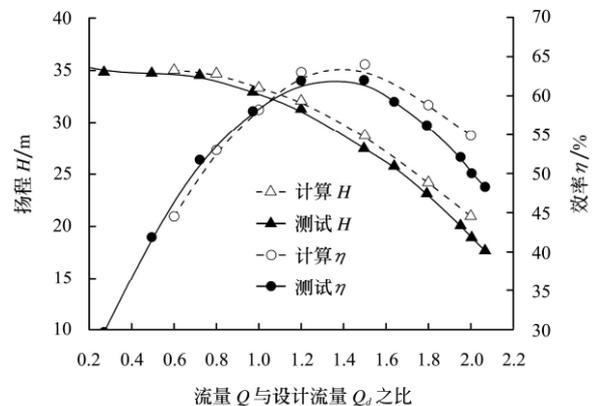


图3 计算和测试的性能曲线对比

Fig.3 Comparisons of performance curves between calculation and test

从图3可以看出,计算值和试验值在趋势上相同,

且吻合良好。由此可见，计算模型能够准确预测泵的特性，通过对此模型的求解可以准确地得到叶轮表面的压力载荷信息，为叶轮的强度分析提供保证。

3.2 不同工况流场压力分布

通过对三维全流场的计算，得到不同工况下流场的分布情况。选取小流量 $0.6Q_d$ 、设计流量 $1.0Q_d$ 和大流量 $1.5Q_d$ 工况下流场的静压，进行比较分析，如图 4 所示。

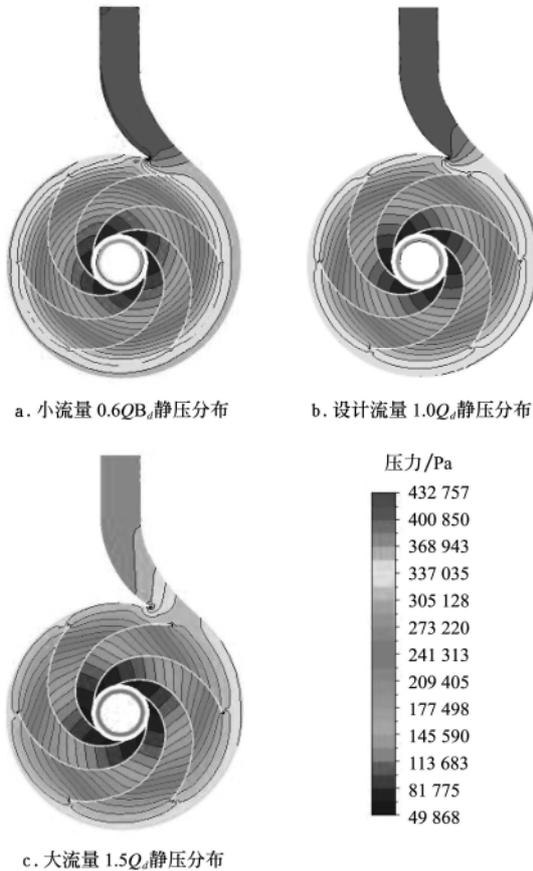


图 4 不同流量下流场中截面静压云图

Fig.4 Static pressure contours on middle section plane in fluid fields under different flow rate conditions

由图 4 可知，流场静压分布合理。叶轮流道内静压从进口到出口逐渐增加，压力梯度明显。由于叶片做功，叶轮流道内同一半径处的叶片工作面静压明显高于叶片背面静压，且压差随流量的增大不断增加。叶轮内的压力呈不对称分布，特别是在叶轮边缘处，这与蜗壳的不对称形状有关。蜗壳流道内静压沿螺旋方向从蜗壳割舌到第八断面逐渐增大，在小流量工况下较为明显。蜗壳流道内压力在扩压管出口处达到最大，且此处压力随流量的增大不断减小。

3.3 流场中叶轮的应力及变形

通过对叶轮有限元模型的求解，得到叶轮在不同工况的应力及变形分布，由于篇幅所限，选取小流量 $0.6Q_d$ 、设计流量 $1.0Q_d$ 和大流量 $1.5Q_d$ 3 个工况下的应力及变形情况，并对其进行比较分析。

3.3.1 不同工况叶轮的应力分布

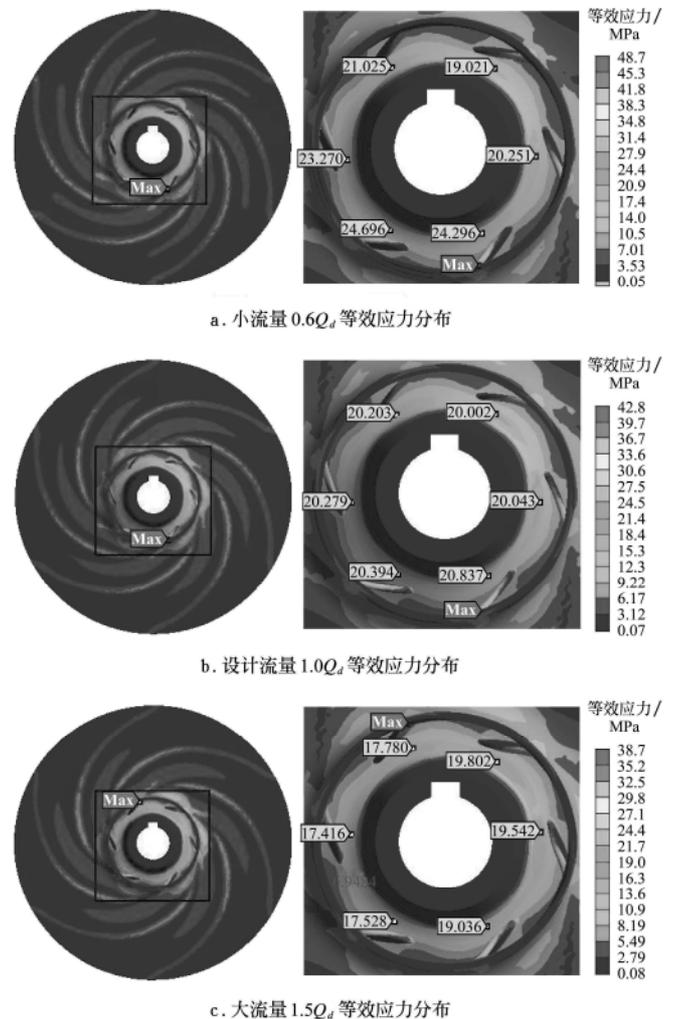
图 5 显示的是根据畸变能理论^[14]计算的叶轮等效应力分布情况。整体上看，叶轮在不同工况下应力分布情

况相似。

叶轮受力不均，在叶片与盖板接合的进口处出现集中应力，且集中应力的峰值即为相应工况下的最大应力值。各工况下的最大应力均出现在叶片与前盖板接合的进口处，并随流量的增大不断减小，其具体位置随流量不同有所不同。流量为 $0.6Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 和 $1.5Q_d$ 时的最大应力依次减少，分别为 48.7，42.8 和 38.7 MPa。

盖板上应力分布不均。在相同半径上，盖板与叶片接合处及流道中间的盖板应力比相邻区域的应力大，并从叶轮进口到出口逐渐减小。

后盖板在靠近叶片进口处存在 6 个应力较大的区域，此区域的应力分布及应力峰值随工况不同有所不同。设计流量 $1.0Q_d$ 时应力呈轴对称分布，其峰值均为 20 MPa，非设计工况下应力呈非轴对称分布，流量为 $0.6Q_d$ 时应力峰值的最小和最大值分别为 19.0 和 24.7 MPa，流量为 $1.5Q_d$ 时应力峰值的最小和最大值分别为 17.4 和 19.8 MPa。



注：图中Max表示该处的应力为最大值；右图中数字表示该处的应力值，MPa

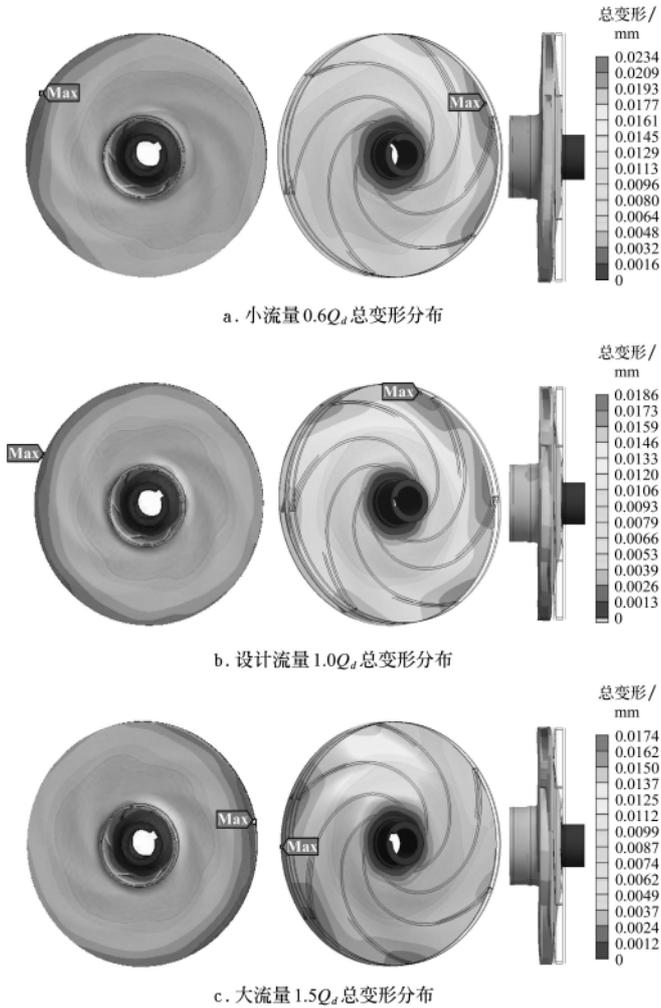
图 5 不同工况叶轮等效应力分布及局部放大图

Fig.5 Equivalent stress charts and party magnified stress charts for impeller at various operating conditions

3.3.2 不同工况叶轮的变形

不同工况下叶轮的变形如图 6 所示。从图中可以看

出, 不同工况下叶轮主要表现为沿轴线向进口方向的圆锥形弯曲变形, 其轴对称性不十分严格。虽然叶轮受离心力的作用, 但叶轮在径向扩张的趋势几乎没有。



注: 图中叶轮的变形为放大 650 倍后的效果图; 黑色细线为叶轮变形前的轮廓形状; Max 表示该处的变形量为最大

图 6 不同工况下叶轮的变形分布

Fig.6 Deformation distribution charts of impeller at various operating conditions

变形的总位移量从轮毂到叶轮外缘逐渐增大, 并在叶轮边缘某处达到最大值, 最大变形区域所处位置在各工况下不同。

不同流量工况下, 叶轮变形的最大值不同: 流量为 $0.6Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 和 $1.5Q_d$ 时分别为 0.0234、0.0186 和 0.0174 mm。

另外, 由于轮毂处的刚度较大, 此处的应力和变形都很小 (见图 5 和图 6)。

3.4 叶轮强度校核

通过对叶轮应力及变形的分析, 可以得到叶轮的最大等效应力及最大变形量随流量的变化情况, 见图 7 所示。最大等效应力在小流量 $0.6Q_d$ 时最大为 48.7 MPa, 并随流量的增大不断变小, 在大流量 $2.0Q_d$ 时最小为 33.0 MPa; 叶轮在各工况下的最大变形在小流量 $0.6Q_d$ 时

为 0.0234 mm, 随流量的增大先迅速减小后逐渐增大, 在流量 $1.2Q_d$ 工况下出现最小值 0.0170 mm, 且变形量在大流量下的增大速率明显小于小流量下的减小速率。

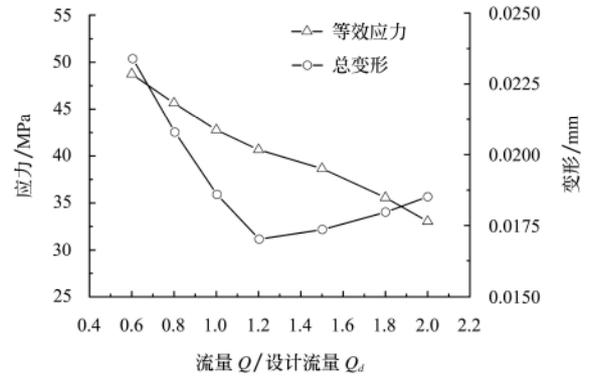


图 7 不同工况下叶轮的最大等效应力和最大变形量
Fig.7 Maximal stress and total deformation of impeller at different operating conditions

对叶轮进行校核时, 取不锈钢的安全系数 $n_b=3\sim 4$, 材料极限应力 $\sigma_b=\sigma_s=207$ MPa。安全系数 n_b , 极限应力 σ_b (MPa) 和许用应力 $[\sigma]$ (MPa) 间的关系^[15]

$$n_b = \sigma_b / [\sigma] \quad (1)$$

根据公式 (1) 计算的从小流量到大流量工况下叶轮的安全系数见表 2。

表 2 不同工况下叶轮安全系数
Table 2 Safety factors of impeller at different operating conditions

Q/Q_d	0.6	0.8	1.0	1.2	1.5	1.8	2.0
安全系数	4.2	4.5	4.8	5.0	5.3	5.8	5.2

注: Q/Q_d 表示流量/设计流量。

由此可见计算的冲压焊接叶轮在各工况运行时均满足强度要求。同时, 计算结果表明叶轮的最大等效应力在小流量工况下最大, 因此为提高冲压焊接叶轮可靠性, 尽量避免其在小流量下运行。

4 结论

1) 冲压焊接叶轮在流场中受力不均, 在叶片与前盖板接合的进口处出现集中应力, 此处的最大应力值即为相应工况下的最大应力。冲压焊接叶轮最大应力在小流量工况下最大, 0.6 倍设计流量工况下为 48.7 MPa, 并随流量的增大不断减小。

2) 冲压焊接叶轮的变形主要表现为沿轴线向进口方向的圆锥形弯曲变形, 并在叶轮边缘某点达到最大值。随流量工况不同, 最大变形的的位置也有所不同。最大变形量在 0.6 倍设计流量工况下为 0.0234 mm, 随流量的增大先减小后增大, 并在 1.2 倍设计流量工况下出现最小值 0.0170 mm。

3) 叶轮的等效应力及变形均在小流量工况下最大, 为保证叶轮的水力性能及提高冲压焊接叶轮可靠性, 应尽量避免在小流量工况下运行。

[参 考 文 献]

- [1] 李要锋, 刘传绍, 赵波, 等. 离心泵工程陶瓷叶轮可行性的理论分析[J]. 河南理工大学学报: 自然科学版, 2006, 25(4): 313-317.
Li Yaofeng, Liu Chuanshao, Zhao Bo, et al. The feasibility theoretical analysis of the pump engineering ceramics impeller[J]. Journal of Henan Polytechnic University: Natural Science Edition, 2006, 25(4): 313-317. (in Chinese with English abstract)
- [2] 马新华, 桑建国, 李娟, 等. 工程塑料泵叶轮强度计算[J]. 排灌机械, 2007, 25(2): 23-25.
Ma Xinhua, Sang Jianguo, Li Juan, et al. Strength calculation for plastic pump impeller[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2007, 25(2): 23-25. (in Chinese with English abstract)
- [3] 孔繁余, 刘建瑞, 施卫东, 等. 高速磁力泵轴向力平衡计算[J]. 农业工程学报, 2005, 21(7): 69-72.
Kong Fanyu, Liu Jianrui, Shi Weidong, et al. Calculation of axial force balance for high-speed magnetic drive pump[J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(7): 69-72. (in Chinese with English abstract)
- [4] Yang J, Preidikman S, Balaras E. A strongly coupled, embedded-boundary method for fluid-structure interactions of elastically mounted rigid bodies[J]. Journal of Fluids and Structures, 2008, 24(2): 167-182.
- [5] Jiang Y Y, Yoshimura Imai S R, et al. Quantitative evaluation of flow-induced structural vibration and noise in turbo machinery by full-scale weakly coupled simulation[J]. Journal of Fluids and Structures, 2007, 23(4): 531-544.
- [6] ANSYS Inc. ANSYS CFX, Release 12.0[Z]. ANSYS Inc, U S A, 2009.
- [7] 王华, 曹刚. 基于ANSYS的含液容器流固耦合模态分析[J]. 重庆科技学院学报: 自然科学版, 2006, 8(2): 67-69.
Wang Hua, Cao Gang. Fluid-structure coupling dynamic analysis of liquid-filled vessel based on ANSYS[J]. Journal of Chongqing University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2006, 8(2): 67-69. (in Chinese with English abstract)
- [8] 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 with English abstract)
- [9] 曹良. 混流式水轮机流固耦合振动分析[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2007.
Caoliang. Vibration Analysis for the Francis Hydro Turbine Based on Fluid-Structure Interaction[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2007. (in Chinese with English abstract)
- [10] 黎义斌, 邬国秀. 低比转速数冲压焊接离心泵三维湍流数值模拟[J]. 农业机械学报, 2008, 39(7): 72-75.
Li Yibin, Wu Guoxiu. Numeric simulation of three-dimensional turbulent flow in low specific-speed centrifugal pump[J]. Transactions of the CSAM, 2008, 39(7): 72-75. (in Chinese with English abstract)
- [11] 杨敏, 闵思明, 王福军. 双蜗壳泵压力脉动特性及叶轮径向力数值模拟[J]. 农业机械学报, 2009, 40(11): 83-88.
Yang Min, Min Siming, Wang Fujun. Numerical simulation of pressure fluctuation and radial force in a double volute pump[J]. Transactions of the CSAM, 2009, 40(11): 83-88. (in Chinese with English abstract)
- [12] 邵春雷, 顾伯勤, 陈晔. 离心泵内部非定常压力场的数值研究[J]. 农业工程学报, 2009, 25(1): 75-79.
Shao Chunlei, Gu Boqin, Chenye. Numerical simulation of unsteady pressure field in centrifugal pumps[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(1): 75-79. (in Chinese with English abstract)
- [13] Xiao Ruofu, Wang Zhengwei, Luo Yongyao. Dynamic stress in a Francis turbine runner based on fluid-structure interaction analysis[J]. Tsinghua Science Technology, 2008, 13(5): 587-592.
- [14] 单辉祖. 材料力学教程[M]. 北京: 高等教育出版社, 2004: 225-229.
- [15] 刘军. 大流量离心压缩机首级叶轮强度分析及结构改进设计研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2009.
Liu Jun. Research on Strength Analysis and Structure Improvement Design of the First Stage Impeller in Centrifugal Compressor With Large Flow Rate[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2009. (in Chinese with English abstract)

Strength analysis on stamping and welding impeller in centrifugal pump based on fluid-structure interaction theorem

Wang Yang, Wang Hongyu^{*}, Zhang Xiang, Xu Xiaomin

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

Abstract: In order to accurately calculate the stress and deformation of the stamping and welding impeller in the flow field, the numerical simulation of the impeller coupled system was carried out by the CAE co-simulation platform used

for the multi-physical fields—ANSYS Workbench, with one-way fluid-structure interaction method. The results showed that the stress of the impeller was markedly uneven and the local stress concentration appeared in each operation condition. The total displacement of the distortion increased continuously as the radius increasing and it reached the maximum value at the edge of the impeller. The maximum equivalent stress of impeller was 48.7 MPa under the low flow rate condition of 0.6 times of design discharge, and decreased continuously as the flow rate increasing. The greatest displacement of total deformation was 0.0234 mm under low flow rate operations, which decreased firstly and then increased, and it reached the minimum value of 0.0170 mm at the larger flow rate operation of 1.2 times of design discharge. In order to enhance the reliability, the impeller should not be operated at the low flow rate condition as far as possible. The results can provide effective references to the structural design and analysis for the stamping and welding impeller.

Key words: centrifugal pump, finite element method, stress analysis, stamping and welding impeller, fluid-structure interaction, equivalent stress

全国农产品产地初加工学术研讨会通知及征文启事 (第一轮)

主办：农业部农产品加工局、农业部规划设计研究院
承办：农业部规划设计研究院农副产品加工研究所
《农业工程学报》编委会

农产品产地初加工，从农业生产过程看，是产后延伸环节，也是最后一道工序；从农产品加工生产过程看，又是第一道工序。它是农业生产和工业化加工之间的接续产业，一方面关系着农产品增值、农民增收的实现，另一方面也关系着农产品质量安全、消费者利益和加工企业降本增效的实现。研究农产品产地初加工既是解决农业产业面临重大问题的基础，也是推动农产品加工业健康发展的重要保障。

为了加强学术交流，提升我国农产品产地初加工技术装备水平，展示相关科研成果，推动技术进步和产业的发展，由农业部农产品加工局、农业部规划设计研究院联合主办，农业部规划设计研究院农副产品加工研究所、《农业工程学报》编委会将共同组织召开“全国农产品产地初加工学术研讨会”。会议将围绕农产品产后清选分级、烘干、预冷、储藏、保鲜、包装、商品化处理及其他初加工过程等领域，开展研讨与交流。

会议拟邀请国内各大专院校、科研院所、企业等单

位从事农产品初加工研究的专家、学者进行深入交流、成果推广，并为企业、厂商提供科技合作的平台。会期3天，拟定在2011年8月召开，**请关注第二轮通知**。会后组织技术参观。

为了加强科研成果的推广，会议将征集会议论文，通过审核的将在《农业工程学报》正刊或增刊上发表，送EI收录。欢迎相关专家、学者、企业家、研究生参加此次大会，并踊跃投稿、展示、交流。

一、会议内容及征文范围

(一) 会议主题：农产品产地初加工研究新进展

1) 农产品产地初加工政策；2) 农产品清选分级技术与装备；3) 农产品烘干技术与装备；4) 农产品预冷技术与装备；5) 农产品储藏或贮藏保鲜技术与装备；6) 农产品包装与商品化处理技术与装备；7) 农产品产地初加工其他技术与装备。

(二) 征文范围

与会议主题内容相关的政策、基础研究，生产工艺、装备制造等研究及综述性论文。

(下转第146页)

王 洋, 等. 基于流固耦合理论的离心泵冲压焊接叶轮强度分析 (图 4、5、6)
 Wang Yang, et al. Strength analysis on the stamping and welding impeller in centrifugal pumps based on fluid-structure interaction theorem (Figure 4, 5, 6)

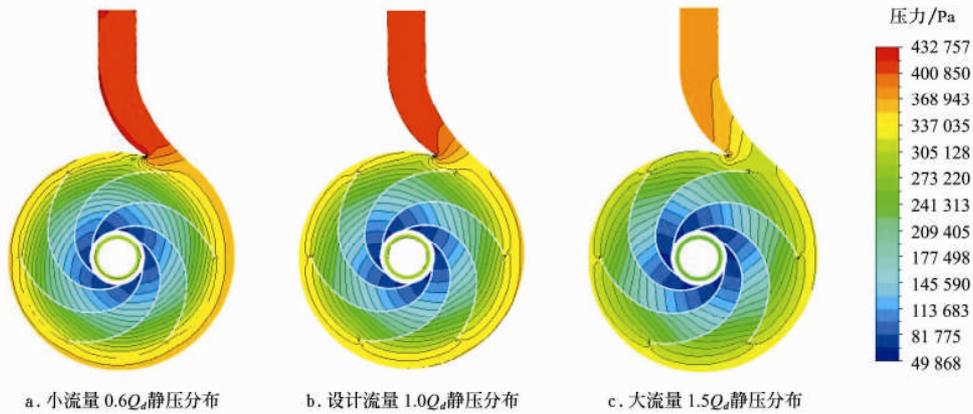
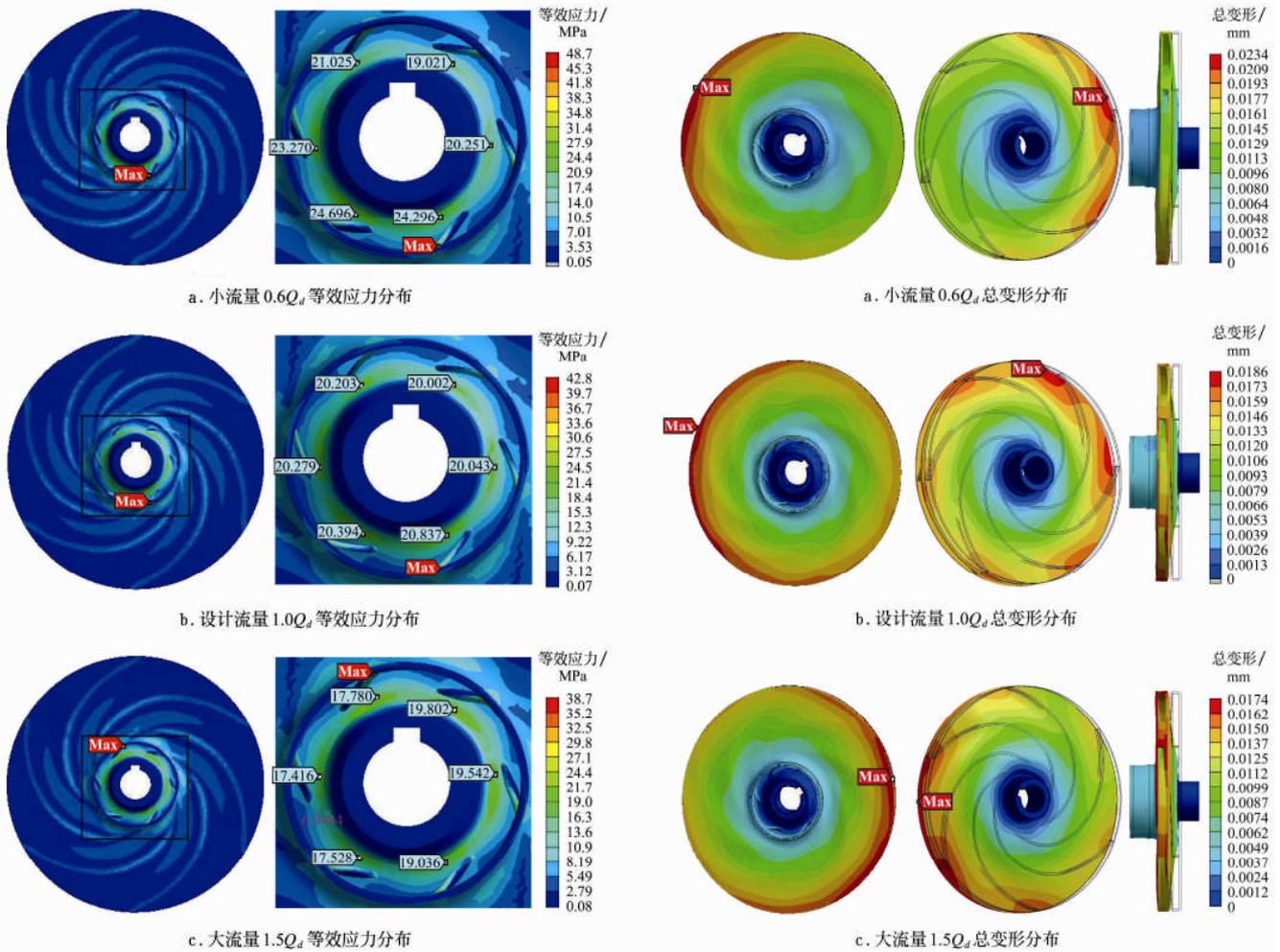


图 4 不同流量下流场中截面静压云图

Fig.4 Static pressure contours on middle section plane in fluid fields under different flow rate conditions



注：图中Max表示该处的应力为最大值；右图中数字表示该处的应力值，MPa

注：图中叶轮的变形为放大 650 倍后的效果图；黑色细线为叶轮变形前的轮廓形状；Max 表示该处的变形量为最大

图 5 不同工况叶轮等效应力分布及局部放大图

图 6 不同工况下叶轮的变形分布

Fig.5 Equivalent stress charts and party magnified stress charts for impeller at various operating conditions

Fig.6 Deformation distribution charts of impeller at various operating conditions