DOI:10.3880/j.issn.1006-7647.2011.05.006

采用径向回流平衡孔的低比速离心泵压力脉动特性

曹卫东 张晓娣 施卫东

(江苏大学流体机械工程技术研究中心、江苏镇江 212013)

摘要 采用 Relizable k ~ ε 模型对具有径向回流平衡孔以及传统轴向回流平衡孔和无平衡孔结构的 低比速离心泵进行全流场非定常数值模拟,并进行时域分析和频域分析。研究结果表明:平衡孔采 用径向回流方式、传统轴向回流方式以及无平衡孔结构这 3 种方案时,离心泵的叶轮进口、蜗壳出 口以及蜗壳隔舌处的流体均随时间呈周期性波动,脉动频率以叶片通过频率为主;具有径向回流平 衡孔的低比速离心泵与其他 2 种结构形式的低比速离心泵相比,能够有效地改善蜗壳隔舌处的压 力脉动情况。

关键词 经向回流平衡孔 /低比速离心泵 /压力脉动 /数值模拟 /结构网格 中图分类号 :TH311 文献标识码 :A 文章编号 :1006-7647(2011)05-0023-04

Pressure fluctuation performance of low specific-speed centrifugal pump with radial reflux balance hole//CAO Wei-dong, ZHANG Xiao-di, SHI Wei-dong Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract : By means of the k- ε model, numerical simulation of unsteady full flow fields of low specific-speed centrifugal pump with three different structures, that is, radial reflux balance hole, traditional axial reflux balance hole and no balance hole, was carried out. The time domain and frequency domain were analyzed. The results show that for the above three kinds of structures, the fluid at the inlet of the impeller, outlet and tongue of the volute exhibits cyclic fluctuation with the time, and the fluctuating frequency is mainly the passing frequency of the blade. Compared with that with the other two structures, the low specific-speed centrifugal pump with radial reflux balance hole will effectively improve the pressure fluctuation at the tongue of the volute.

Key words : radial reflux balance hole ; low specific-speed centrifugal pump ; pressure fluctuation ; numerical simulation ; structured gird

泵旋转叶片与静止蜗壳之间的相对运动、偏离 最优工况时吸水室水流圆周运动、局部空化和二次 流等因素所产生的压力脉动会引起系统及设备的振 动或噪声,严重时甚至会毁坏设备^[12],因此对离心 泵内部的压力脉动研究十分重要。国内学者对叶轮 等主要过流部件内的压力脉动进行了较多的研究, 如刘厚林等^[3]对双流道泵内的压力脉动进行研究, 并利用虚拟仪器技术和水下压力传感器对蜗壳出口 处的压力脉动进行了测量;祝磊等^[4]认为利用阶梯 隔舌可以改善蜗壳隔舌处的压力脉动;王福军等^[2] 采用时间相关的瞬态流分析理论及大涡模拟的方法 研究了不同工况下轴流泵内的水压力脉动;郑源 等^[5]研究了轴流泵内部压力脉动在不同叶片安放角 度和扬程下的变化规律及特性,并采用模型试验的 方法进行了分析;付宗甫等^[6]采用隔振原理进行模 型设计,对水泵启动及稳定过程中的压力脉动进行 了量测。笔者针对一种具有径向回流平衡孔的低比 速离心泵进行压力脉动特性研究,揭示其叶轮进口、 蜗壳隔舌以及蜗壳出口处的压力脉动主要影响因素 及压力脉动产生的机理。低比速离心泵具有流量 小、扬程高的特点,广泛应用于农业排灌、城市供水、 锅炉给水、矿山、石油化工等行业,笔者尝试将低比 速离心叶轮回流平衡孔的出流方向更改为径向,使 叶轮后密封环的泄漏流体回流与叶轮进流方向基本 一致,一方面可能提高叶轮进口处的液体压力,另一 方面可能对泵的效率、空化、振动、噪声性能产生影 响。利用结构化网格模拟不同回流方式的低比速离 心泵全流场非定常压力脉动特性,可为进一步优化 低比速离心泵结构、提高机组稳定性提供理论参考。

基金项目:国家自然科学基金(51079062);江苏高等学校优秀科技创新团队计划(苏教科(2009]10号)

作者简介 :曹卫东(1972—)男 江苏南通人 副研究员 博士 从事流体机械水动力学研究。E-mail :cwd@ujs.edu.cn

1 泵基本参数与性能

泵的设计参数:流量 $Q = 10 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 H =60 m 转速 n = 2900 r/min 比转数 $n_s = 26$,叶轮为闭 式叶轮,叶片数 Z = 4,叶轮进口直径 $D_i = 50 \text{ mm}$,叶 轮出口直径 $D_2 = 218 \text{ mm}$, 蜗壳基圆直径 $D_3 =$ 225 mm 蜗壳形体宽度 b3 = 16 mm, 蜗壳出口直径 $D_{\rm d} = 40 \, {\rm mm}$ 。该低比速离心泵设有前后口环,口环 单边间隙为 0.15 mm, 轴向长度为 15 mm, 通常平衡 孔的面积取4~5倍的口环密封间隙面积,本文共采 用 8 个平衡孔,平衡孔直径选择为 4.5 mm。图 1 为 3种方案下低比速离心泵的局部结构示意图。传统 的具有轴向回流平衡孔的低比速离心泵平衡孔回流 与叶轮来流方向相反(图1(b)),将轴向回流方式中 的叶轮垫片 2 改为叶轮垫片 1,回流液体的方向改 为径向 即为具有径向回流平衡孔的低比速离心泵 (图1(a)) 改变叶轮垫片 3 的方向将平衡孔堵住, 即成为无平衡孔的结构(图1(c))。



图 1 3 种方案的低比速离心泵局部结构示意图

在开式试验台上对泵进行了能量特性与空化特 性试验,泵的 $Q \sim H$ 性能数值模拟结果与试验结果 如图 χ a)所示。由图 χ a)可知:方案 1 的扬程稍大 于方案 2,但稍小于方案 3;当流量介于 5~15 m³/h 时,方案 2 和方案 3 的扬程试验值与方案 1 相比的 最大差值分别为 0.6 m 和 0.9 m,说明采用不同回流 方式对泵的 $Q \sim H$ 性能影响不大。图 χ b)为 3 种 方案的空化性能试验曲线。方案 1、方案 2 和方案 3 的临界空化余量分别为 2.2 m β .3 m 和 3.09 m,前者 比后两者提高了 1 m 左右,说明方案 1 可以有效地 改善该低比速离心泵的空化特性。

2 数值计算方法

利用 Pro/E 软件对泵全流场进行三维造型,如 图 3 所示。非结构的四面体网格对于复杂的结构具 有良好的适应性,但是当模型长宽尺寸比例较大时, 很难画出质量好的网格⁷¹。笔者在进行全流场数值



图 3 全流场造型示意图

模拟时,密封间隙的长宽比为100,采用非结构网格 很难达到要求,并且很难控制网格的数量。六面体 网格可以很好地控制流向型分布以及边界层的正交 性⁸¹,故笔者利用 ANSYS ICEM 软件对泵的全流场 区域进行结构化网格划分,动静部分之间采用 GGI (general gird interfaces)拼接网格技术^[9]。

采用 ANSYS CFX 软件进行计算 进口采用速度 进口边界条件,可根据流量计算得到;出口采用总压 力出口 压力值的大小根据理论扬程值估算 固壁采 用无滑移边界条件 ,叶轮固壁边界转动 ,边界上的速 度为给定的周向速度^{10]}叶轮流道内及平衡孔中的 水体为旋转体 其余水体为非旋转体 非定常计算中 动静交接面设为 Transient Rotor-Stator 模式,定常模 拟采用 MRF 求解 ,采用 Relizable $k \sim \epsilon$ 湍流模型^[7] 进行计算,应用有限体积法对控制方程进行离散。 在差分格式中 压力项采用二阶中心差分格式 速度 项采用二阶迎风差分格式 ,湍动能项和湍动能耗散 率项也采用二阶迎风差分格式。采用 SIMPLEC 算 法实现压强与速度的耦合求解。首先进行三维定常 湍流计算,当网格总数达到1.45×10⁶个时,网格的 总数变化对于外特性已没有什么影响 扬程波动低 于 0.6% 设计扬程,计算结果满足网格无关性要求, 3种方案选用网格总数为 1.5 × 10⁶ 个进行计算。将 泵的 $O \sim H$ 曲线的数值模拟结果与试验结果进行

对比,两者趋势基本一致(图2(a)),模拟值比试验 值偏高,3种方案扬程的最大偏差分别为4.5%, 4.7%和2.9%,可见该数学模拟较准确地预测了泵 的外特性,间接验证了数值模拟方法的可靠性。为 了掌握泵内非定常的压力脉动特性,以定常计算的 结果作为非定常计算的初始流场继续进行三维非定 常湍流计算,计算精度设为10⁻⁴。叶轮每转3°设为 1个时间步长,时间步长为0.000172414s,每个周期 时间为0.020689680s,叶轮旋转4~5个周期时流场 呈现周期性,总的计算时间为0.103448400s,选取第 5个周期的模拟结果用于分析。

3 计算结果及分析

3.1 设计工况下的压力脉动分析

压力系数定义为 $C_p = \Delta p \land (0.5 \rho u_2^2)$,其中 Δp 为监测点的压力与平均值之差 , ρ 为流体的密度 , u_2 为叶轮出口的圆周速度。对叶轮进口处 in1 ,蜗壳隔 舌处 t1 以及蜗壳出口处 out1 这 3 个典型位置进行 监测 ,其中 in1 位于叶轮进口与进口段交界面的中 心位置上 ,t1 和 out1 位于泵中间截面(蜗壳的对称 面)上 ,out1 位于蜗壳出口与出口段交界面的中心位 置上 ,如图 4 所示。



图 4 泵内各监测点示意图

图 5 为设计工况下 in1 在 1 个周期内的压力脉 动时域图 ,图 6 为其时域图通过快速傅里叶变换得 到的对应的频域图 ,图中 C_p 代表对应频率的压力 脉动幅值。由图 5 可以看出 ,叶轮进口处的压力脉 动呈现出 4 个周期 ,这是由于泵具有 4 个均匀分布 的叶片所造成的 ,当叶轮转动时会对叶轮进口水体 产生影响。由图 6 可以看出 ,3 种 方案下的主频均 在 193 Hz 左右 ,为叶轮转频的 4 倍 ,即为叶轮的叶频 (即叶轮的转频与叶片数的乘积),这说明叶轮进口 的水流压力脉动主要是由叶频所决定的。

图 7、图 8 分别为设计工况下 t1 的压力脉动时 域和频域。图 7 呈现明显的周期性 ,有 4 个较大的 波峰和 4 个较小的波谷 ,这是由于蜗壳隔舌处的压 力脉动不仅受到旋转叶轮的影响,还受到叶轮蜗壳 动静干涉的影响,由于蜗壳的不对称性,导致蜗壳隔 舌处的压力脉动呈现不对称性。由图 8 可以看出 3 种方案下蜗壳隔舌处的主频与次主频分别为叶轮 转频的 4 倍和 8 倍,即为叶频的 1 倍和 2 倍,这说明 蜗壳隔舌处压力脉动的主要频率成分同进口处保持 一致,也是由叶片通过频率决定的。



图 9、图 10 为设计工况下 3 种方案蜗壳出口的 压力脉动时域及频域。与叶轮进口的压力脉动情况 相似 蜗壳出口处的压力脉动时域也有明显的 4 个 周期,但是与叶轮进口处相比,蜗壳出口处除了4个 大的波峰和4个大的波谷之外又有8个较小的波峰 和8个较小的波谷,这是由于蜗壳出口处的压力脉 动不仅受到转动叶片的影响,还与叶轮与蜗壳的动 静干涉有关。由图9、图10可以看出,蜗壳出口处 由于远离叶片,尽管叶片的转动对水流仍有影响,使 蜗壳出口处的压力脉动时域仍具有明显的周期性, 且最大幅值出现在4倍叶频处,很好地保持了叶轮 内部压力脉动的频率成分,但是脉动的幅值大幅度 降低,且随着频率的变化,幅值分布趋于均匀化。



图 10 设计工况下 out1 处的压力脉动频域

对比设计工况下各监测点处的压力脉动最大幅 值可知:在in1处方案1的最大幅值分别为方案2和 方案3的94.53%和96.95%,说明方案1在一定程 度上对叶轮进口处的压力脉动有所缓解;方案1在 t1处的压力脉动最大幅值分别为方案2和方案3的 79.73%和83.11%,说明方案1可以有效地改善蜗 壳隔舌处的压力脉动情况;在out1处方案1压力脉 动的最大幅值分别为方案2和方案3的52.67%和 69.32%,由于远离叶片,与叶轮进口及蜗壳隔舌处 相比压力脉动幅值大幅度减小,但从相对值方面来 看方案1仍可以有效改善蜗壳出口处的压力脉动情 况。叶轮进口处的压力脉动稍高于隔舌处的压力脉 动,可能是由于全流场分析中密封间隙回流的液体 通过叶轮进口回到叶轮内部,这部分回流液体影响 了叶轮进口处的压力脉动。

3.2 不同工况下的压力脉动分析

选择方案1在0.8Q,1.0Q和1.2Q工况下时不同监测点的压力脉动进行研究,其频域如图11

所示。



图 11 不同工况下方案 1 不同监测点处的压力脉动频域

由图 11 可知,在不同工况下不同位置的频域特 性与设计工况下保持一致性,其主要频率成分是由 叶频所决定的。对比不同工况下方案 1 在各监测点 处的压力脉动最大幅值可知:在叶轮进口 in1 处,小 流量工况时的压力脉动较大,随着流量的增大压力 脉动逐渐减小;在蜗壳隔舌 t1 处,设计工况时的压 力脉动最小,偏离设计工况时蜗壳隔舌处的压力脉 动变大,且小流量工况时的最大幅值大于大流量工 况时的最大幅值,其在 1.00 工况下的最大幅值分 别为 0.80 和 1.20 时的 76.28% 和 80.70%,蜗壳出 口处的压力脉动非常小,工况变化对其影响可忽略。

4 结 论

a.3种方案的低比速离心泵在叶轮进口、蜗壳隔 舌以及蜗壳出口处的压力脉动都呈现明显的周期性, 且叶轮进口以及蜗壳隔舌处是在1倍叶频处达到最 大幅值 蜗壳出口是在4倍叶频处达到最大幅值,说 明叶片通过频率是影响叶轮进口、蜗壳隔舌以及蜗壳 出口处压力脉动的主要因素。(下转第94页)

• 26 · 水利水电科技进展 2011 31(5) Tel 1025-83786335 E-mail ;jz@hhu.edu.cn http://kkb.hhu.edu.cn

Hydrodynamics 2009 21(2) 228-237.

- [47] 窦希萍,窦国仁,长江口全沙数学模型研究[J].水利水 运科学研究,1999(2):136-145.
- [48] 龚政 涨长宽,张东生,等.长江口正压、斜压诊断及斜 压预报模式:三维流场数值模拟[J].海洋工程,2004,22 (2) 39-45.
- [49]马钢峰,刘曙光,戚定满,长江口盐水入侵数值模型研 究J].水动力学研究与进展:A辑,2006,21(1):53-61.
- [50] NICHOLAS A P, SMITH G H S. Numerical simulation of three-dimensional flow hydraulics in a braided channel [J]. Hydrological Processes ,1999, 13 (6) 913-929.
- [51]余新明,谈广鸣,赵连军,等.天然分汊河道平面二维水 流泥沙数值模拟研究J].四川大学学报:工程科学版, 2007,39(1)33-37.
- [52]张为 李义天,江凌.长江三峡水库蓄水后长江中下游 典型分汊浅滩河段演变趋势预测[J].四川大学学报: 工程科学版 2008 40(4):17-24.
- [53]齐珺 杨志蜂 熊明,等.长江水系武汉段水动力过程三 维数值模拟[J].水动力学研究与进展:A 辑,2008,23 (2)212-219.
- [54]李克锋,赵文谦.分汊河段污染物扩散混合规律研究

(上接第26页)

b. 具有径向回流平衡孔的低比速离心泵与传统轴向回流平衡孔及无平衡孔结构相比,能够有效地改善蜗壳隔舌处的压力脉动情况,对叶轮进口处的压力脉动情况具有一定的改善,但不是非常明显;尽管蜗壳出口处的压力脉动幅值很小,从相对值看径向回流平衡孔的低比速离心泵仍可有效改善蜗壳出口处的压力脉动。

c. 径向回流平衡孔的低比速离心泵蜗壳隔舌 处在设计工况下的压力脉动最小,偏离设计工况时 其压力脉动值变大,且小流量工况时的压力脉动大 于大流量工况时的压力脉动;叶轮进口处的压力脉 动随流量的增大而减小;蜗壳出口处的压力脉动幅 值很小,几乎不受工况变化的影响。

参考文献:

- [1]丛国辉,王福军,双吸离心泵隔舌区压力脉动特性分析[J].农业机械学报 2008 39(6) 50-63 67.
- [2] 王福军,张玲,张志民.轴流泵不稳定流场的压力脉动 特性研究[J].水利学报,2007,38(8):1003-1009.
- [3] 刘厚林,任芸.双流道泵内压力脉动的 CFD 计算及测试 [J].排灌机械工程学报 2010 28(4) 277-281.
- [4]祝磊,袁寿其,袁建平,等,阶梯隔舌对离心泵压力脉动 和径向力影响的数值模拟[J].农业机械学报,2010,41 (S1)21-26.
- [5]郑源,刘君,周大庆,等.大型轴流泵装置模型试验的压

[J].水资源保护,1994,10(1)8-12.

- [55]杨春平,袁兴中,曾光明,等.二维弯曲分汊河流水质数 值计算[J].湖南大学学报,1995,22(2)38-43.
- [56]杨具瑞,刘爱云,方铎.江心洲河段平面二维数值模拟 [J].水利学报,1998.29(9).71-74.
- [57] BIRON P M ,RAMAMURTHY A S ,HAN S. Three-dimensional numerical modelingm of mixing at river confluences [J]. Journal of Hydraulic Engineering ,ASCE ,2004 ,130(3):243-253.
- [58] 江帆,陈维平,陈敏,等.弯曲性分汊河道中污染物扩散 性的初步研究[J].水资源保护 2006 22(4) 30-32.
- [59] LEE M E ,SEO I W. Analysis of pollutant transport in the Han River with tidal current using a 2D finite element mode[J]. Journal of Hydro-Environment Research ,2007 ,1(1) 30-42.
- [60] 刘成,李行伟,韦鹤平,等.长江口水动力及污水稀释扩 散模拟J].海洋与湖沼,2003,34(5):474-483.
- [61]吴德安,严以新,谢锐.徐六泾控制节点污染物运移轨 迹模拟J].海洋学报:中文版,2009,31(3):158-166.
- [62] 顾莉. 分汊河道污染物输移特性及纵向离散系数的试验研究[D]. 南京:河海大学,2008.

(收稿日期 2010-09-16 编辑:方宇彤)

力脉动[]].排灌机械工程学报 2010 28(1)51-55.

- [6]付宗甫,严忠明,周春天,等,双向进水流道模型脉动压 力测试及其特性[J].中国农村水利水电,2005(1):88-91.
- [7]王福军.计算流体动力学分析:CFD软件原理与应用[M].北京:清华大学出版社 2004:161.
- [8]陈红勋,朱兵,李随波,等.轴流泵模型多叶片安放角的数值计算J].排灌机械工程学报,2010,28(5)378-383.
- [9] 商威 廖伟丽,郑小波.考虑流固耦合的轴流式叶片强 度分析[J].河海大学学报:自然科学版 2009 37(4):441 -445.
- [10]吴玉林,刘树红,钱忠东.水力机械计算流体动力学 [M].北京:中国水利水电出版社 2007:139-140,172.

(收稿日期 2011-05-10 编辑:高建群)



• 94 • 水利水电科技进展 2011 31(5) Tel 1025-83786335 E-mail ;jz@hhu.edu.cn http://kkb.hhu.edu.cn