

低比转速离心泵空化性能的数值模拟

典平鸽

(河南城建学院环境与市政工程系 河南 平顶山 467001)

摘要 :为了对低比转速离心泵空化发生时的内部气液两相流动进行分析 ,应用计算流体力学(CFD)软件对比转速为 66 的离心泵空化性能进行气液两相流场的数值研究。对不同有效空化余量时叶轮内部气泡分布的研究表明 ,泵在进口压力较高时就已经在叶片的进口背面产生空化初生 ,临界空化余量和许用空化余量时 ,气泡在叶片表面和流道内部均有分布 ,占据了部分叶轮流道 ,影响叶轮内部能量交换 ,并可能对泵造成空蚀。对该实型泵进行试验研究 ,验证了数值计算的精确度。

关键词 :离心泵 ;空化初生 ;临界空化余量 ;允许空化余量

中图分类号 :TH311 **文献标识码** :A **文章编号** :1006-7647(2011)06-0031-04

Numerical simulation of cavitation characteristics of low specific speed centrifugal pump//DIAN Ping-ge (Faculty of Environmental & Municipal Engineering , Henan University of Urban Construction , Pingdingshan 467001 , China)

Abstract :In order to analyze the vapor-liquid two-phase flows in low specific speed centrifugal pumps at the occurrence of cavitation , numerical simulation of the vapor-liquid two-phase flow fields in a centrifugal pump at a specific speed of 66 was carried out by use of computational fluid dynamics software. The distribution of water vapor within the impeller at different net positive suction heads was investigated. Cavitation inception occurred at the inlet of blade suction side was found when the inlet pressure is quite high. Under the critical and the allowable net positive suction heads , water vapor was found on the blade surface and in the flow channel , occupied part of the impeller flow channel. The energy transfer within impeller was affected and cavitation erosion may happen. The accuracy of numerical simulation was validated through the experimental studies on the prototype pump.

Key words :centrifugal pump ; cavitation inception ; critical net positive suction head ; allowable net positive suction head

离心泵是应用非常广泛的通用机械。在离心泵的设计和使用过程中 ,其空化性能通常是必须考虑的因素之一。离心泵在运行过程中 ,当泵内部局部位置的压力低于输送液体汽化压力时 ,就会有气泡产生 ,发生空化。当离心泵内部发生严重空化时 ,会引起泵外特性的改变 ,产生振动噪声以及引起过流部件的腐蚀破坏^[1-2] ,因此有必要对离心泵空化发生时的内部流动、气泡分布规律及对泵外特性的影响等进行深入研究。

目前对泵进行研究主要有试验和数值计算^[3-4] 2 种方法。试验是比较传统的研究方法 ,由于空化机理的复杂性以及空化试验费用高昂 ,对泵内部的空化进行试验研究进展缓慢。随着计算机技术的发展 ,应用 ANSYS-CFD 技术已经能够准确地对泵的空化性能进行预测以及对泵内部空化发生时的气液两相流进行分析^[5-7]。本研究应用 ANSYS-CFX 软件 ,对比转速为 66 的离心泵在设计工况下进行了空化

性能的数值计算和分析 ,得到了泵空化时内部气液两相流场的分布规律 ,对其在空化初生、临界空化余量和许用空化余量时内部气液两相的分布进行了研究和探讨 ,并对数值计算结果的准确性进行了试验验证。

1 泵的设计参数

采用单级单吸轴向吸入型离心泵。主要设计参数为 :流量 50 m³/h ,扬程 50 m ,转速 2950 r/min ,比转速 66。

2 数值计算模型和参数设置

计算区域由直锥形吸入室、四圆柱形叶片叶轮和螺旋形蜗壳 3 部分组成 ,为避免进出口速度梯度较大而影响计算结果 ,对吸入室和蜗壳出口进行了 4 倍管径延伸。应用 ANSYS-CFX 的前处理软件 ICEM-CFD 进行网格划分 ,吸入室流道采用结构网格

划分,由于模型的复杂性,对叶轮和蜗壳流道采用核心六面体非结构网格,在曲率半径较小的部位采用了局部加密。吸水室、叶轮、蜗壳网格数分别为 119 408、436 147、316 061,网格总数为 877 029。图 1 为计算区域的网格。

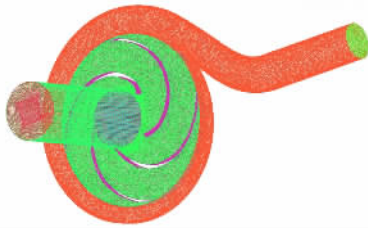


图 1 计算区域的网格

输送介质为 25℃ 的清水,湍流模型选用较常用的标准 $k-\epsilon$ 湍流模型,空化模型为 Rayleigh Plesset 模型。25℃ 时水的汽化压力为 3 169 Pa。近壁面处选用标准壁面函数,壁面边界条件设为绝热无滑移壁面,壁面粗糙度设为 $10\text{ }\mu\text{m}$ 。采用二阶离散格式对计算区域进行离散,计算精度设为高精度,收敛精度设为 10^{-5} 。由于气泡发生时液体密度会发生变化,因此将泵内部的流动设为可压缩流动^[8],在计算过程中考虑了热传导。

分析类型设为稳态,进口边界条件设为总压进口,通过调节进口总压,使泵内部发生空化。进口处水的体积分数设为 1,气泡的体积分数设为零。出口边界条件设为质量出口控制模型的流量。叶轮与蜗壳、吸水室交界面用 frozen-rotor interface 连接。

3 数值计算结果分析

本文临界空化余量 $NPSH_c$ 为计算所得到的泵的扬程下降 3% 时的有效空化余量^[9],有效空化余量 $NPSHA$ 按式(1)进行计算:

$$NPSHA = \frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g} \tag{1}$$

式中: p_s 为泵进口处介质流动的绝对压力,Pa; v_s 为泵进口处介质流动的平均速度, m/s ; p_v 为与输送介质温度对应的介质汽化压力,Pa; ρ 为输送介质密度, kg/m^3 。

3.1 空化初生

图 2 为最优工况空化初生时气泡在叶片表面的分布。从图 2 中可以看出,当空化初生时气泡分布在叶片进口背面靠近后盖板的一个很小的低压区域内。空化初生的位置即是离心泵叶轮的最低点^[1]。当空化初生时,泵的 $NPSHA$ 为 17.53 m,进口总压为 175 000 Pa,而泵在最优工况下的数值计算得到的 $NPSH_c$ 为 2.73 m,此时泵的进口总压为 30 000 Pa,这说明该泵在进口压力很高的时候就已

经发生了空化初生。但由于气泡只在叶片进口背面很小的局部区域内产生和破灭,因此并不会造成叶轮的侵蚀破坏,也不会因气泡堵塞流道而影响叶轮内部的能量交换过程,从而引起泵外特性的改变。根据数值计算结果分析,泵在一般运行工况下均已发生了空化初生。

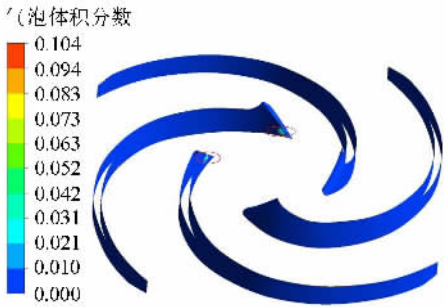


图 2 空化初生时气泡在叶片表面的分布($NPSHA = 17.53\text{ m}$)

3.2 临界空化余量时叶轮内气泡分布规律

图 3 为在最优工况点临界空化余量时叶片表面和叶轮内部的气泡体积分数。叶轮内部气泡体积分数是在 CFD-Post 中通过 Iso-surface 创建的气泡体积分数占 20% 时的等体积分数面。

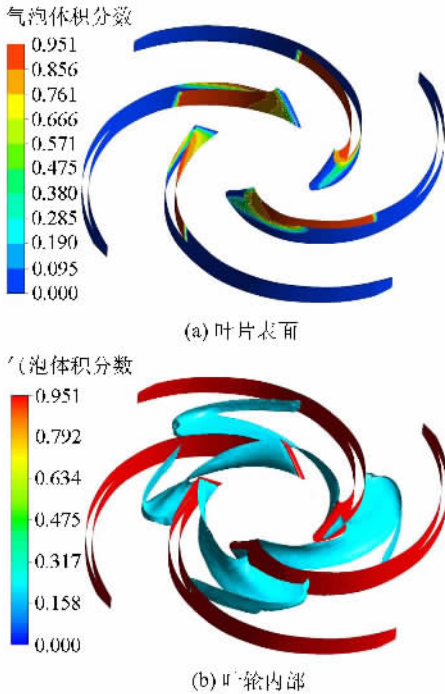


图 3 临界空化余量时叶片表面和叶轮内部气泡体积分数($NPSH_c = 2.73\text{ m}$)

从图 3 中可以明显看出:临界空化余量时气泡已经从空化初生时只分布在叶片的背面局部低压区域扩展到叶片工作面,占据了部分流道,并且气泡在叶片表面和叶轮内部的分布不具有对称性。

由于低比转速离心泵叶轮的流道狭长、内部液体流速高。因此当气泡产生时会迅速向叶轮流道和

叶片表面扩散,在高压区域破灭。随着有效空化余量的降低,气泡的产生量将增加,其向出口部位的扩散程度也增加,从而改变了叶轮内部流动状态,造成对流道的堵塞,影响叶轮内部的能量交换过程,在外特性上表现为外特性曲线的下降。气泡在叶片表面和叶轮内部不对称分布是由于离心泵内部流动是低速流动,叶轮内的流动状态将会受到蜗壳等叶轮之后过流部件流动状态的影响。由于蜗壳的不对称,以及叶轮与蜗壳之间的漩涡、回流等引起的压力脉动等因素使叶片不同流道内部液体的压力分布不对称。根据对气泡在叶轮内部的分布可知,对于低比转速离心泵而言,如果泵长期在临界空化余量工况下运行,叶轮将会产生空蚀。

3.3 许用空化余量时叶轮内气泡分布规律

泵的许用空化余量为 $[NPSH]=NPSH_c+k$ (通常 k 取 $0.3\sim0.5\text{ m}$)。本文在泵的许用空化余量为 3.23 m (k 取 0.5 m)时,对叶轮内部流动进行了研究,得出了许用空化余量时叶轮内部气液两相的分布。图4为许用空化余量时叶轮内部气泡分布情况。

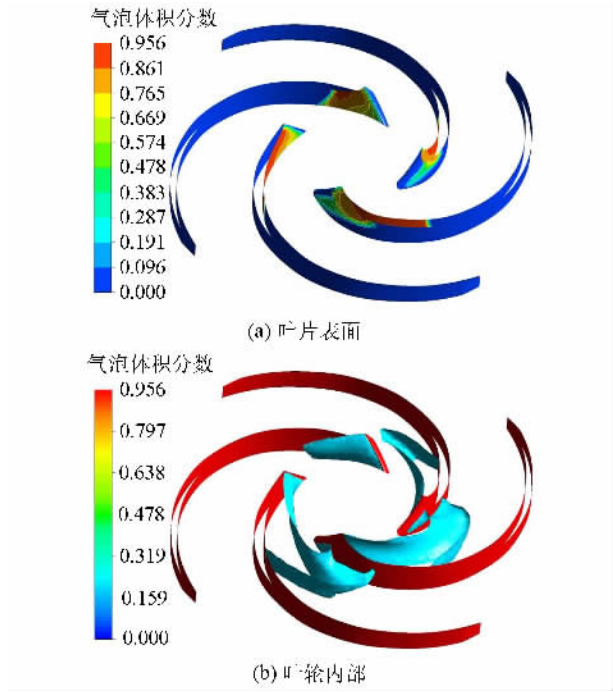


图4 许用空化余量时叶片表面和叶轮内部气泡分布
($NPSH_A=3.23\text{ m}$)

从图4中可以看出,许用空化余量时,叶片表面和叶轮内部的气泡体积分数较临界空化余量时已经减少很多,但是气泡仍占据部分流道,并在叶片的表面有少量分布,由于空化是一个包含有机械、物理、化学、电解等复杂的过程,空化初生在许用空化余量之前早已发生,并且 k 的取值并不确定。根据数值计算结果分析,如果低比转速离心泵在许用空化余量的工况下长期运行,有可能会造成对叶轮的空蚀。

国外在叶轮水力设计时有 $NPSH_{40000\text{ h}}$ 的概念^[2],即泵运行 40000 h 而不产生空蚀的空化余量,并进行了深入研究,文献[10]给出了经验公式。文献[11]推荐 $NPSH_{40000\text{ h}}$ 为 F 与 $NPSH_c$ 的乘积, F 为安全系数, $F\approx1.5$ (或 2.0)(F 在大流量时取大值,在小流量时取小值)。这对于国内流体机械行业对泵内空化深入研究具有一定的借鉴意义。

4 数值计算准确性验证试验

为了验证数值计算的准确性,按照标准^[9]对该泵进行了空化试验。采用闭式试验台进行试验,通过真空泵控制吸入口的真空度,使泵发生空化,记录进出口压力、水温、轴功率、转速等试验数据。图5为试验装置示意图。

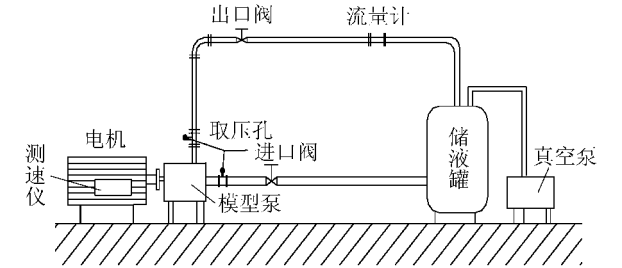


图5 试验装置示意图

图6(a)为最优工况时试验与数值计算得到的有效空化余量与扬程之间的关系曲线,图6(b)为不同流量时试验与数值计算得到的临界空化余量与流量之间的关系曲线。从图6中可以看出,

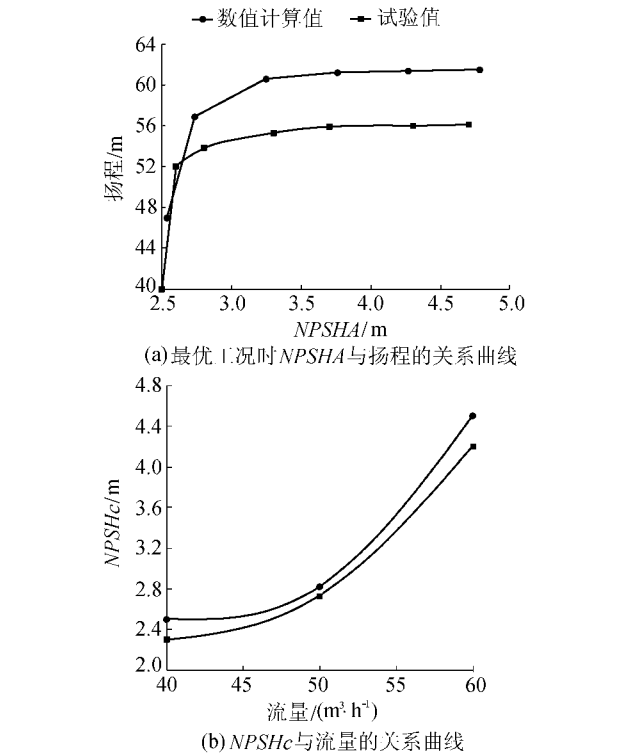


图6 试验与数值结果比较

该泵最优工况时试验与数值计算得到的临界空化余量分别为 2.82 m 和 2.73 m ,最大相对误差为 6.7%。产生误差的原因可能是泵的铸造误差、数值耗散误差、壁面粗糙度的设置等。从试验和数值计算结果来分析 ,数值计算具有较高的精确度。

5 结 论

a. 通过对一台低比转速离心泵进行空化性能试验与数值研究 ,验证了应用数值方法预测泵空化的准确程度 ,对泵空化发生时的内部气液两相流场进行分析 ,得到了泵发生空化时叶轮内部气泡的分布规律。

b. 通过对泵的空化初生、临界空化余量、许用空化余量时叶轮内部气泡分布规律的研究 ,指出低比转速泵在进口压力较高时已经发生了空化初生 ;泵在临界空化余量和许用空化余量运行时 ,气泡在叶轮内部分布较多 ,有可能对叶轮产生空蚀破坏。研究成果对进一步深入研究离心泵空化具有一定的参考价值。

参考文献：

[1] 关醒凡.现代泵技术手册[M].北京 :宇航出版社 ,1995 :54-56.
[2] ARASSIK J K ,MESSINA J ,COOPER P ,et al. Pump handbook

[M]. New York :McGraw-Hill Professional 2011 87-93.
[3] 李龙 ,杨雪林 ,李丹.考虑粗糙度影响的水泵原模型效率换算[J].河海大学学报 :自然科学版 ,2010 ,38(3) :327-331.
[4] 陈运杰 ,刘超.基于面元法的轴流泵叶轮散水性能紊流数值分析[J].河海大学学报 :自然科学版 ,2010 ,38(4) :369-372.
[5] JEANTY F ,de ANDRADE J ,ASUAJE M ,et al. Numerical simulation of cavitation phenomena in a centrifugal pump [C]//Proceedings of ASME 2009 Fluid Engineering Division Summer Meeting. Colorado ,USA :Vail 2009.
[6] KOBAYASHI K ,CHIBA Y .Numerical simulation of cavitation flow in a mixed flow pump with closed impeller[C]//Proceedings of ASME 2009 Fluid Engineering Division Summer Meeting. Colorado ,USA :Vail 2009.
[7] 杨孙圣 ,孔繁余 ,陈斌.离心泵空蚀性能的数值计算与分析[J].华中科技大学学报 ,2010 ,10(38) :93-95.
[8] DING H ,VISSER F C ,JIANG Y ,et al. Demonstration and validation of a 3D CFD simulation tool predicting pump performance and cavitation for industrial application[C]//Proceedings of ASME 2009 Fluid Engineering Division Summer Meeting. Colorado ,USA :Vail 2009.
[9] GB 3216—2005 回转动力泵水力性能验收试验[S].
[10] VLAMING D J. Optimum impeller inlet geometry for minimum NPSH requirements for centrifugal pumps[J]. Pumping Machinery ,ASME ,1989 25-29.
[11] de LA TORRE. Antonio efficiency optimization in SWRO plant : high efficiency & low maintenance pumps[J]. Desalination 2008 221 :151-157.

(收稿日期 2011-01-07 编辑 :方宇彤)

(上接第 15 页)模型总泄流量为 9 702 m³/s ,模型实测水位为 2 100.37 m ,模型对应原型糙率为 0.018 3 ,原型设计糙率为 0.014。

表 2 其宗水电站糙率校正计算结果

有压隧洞	洞长 L_k/m	过水断面面积 A_k/m^2	水力半径 R_k/m	常数 m_k
4 号导流洞	685.869	58.878	2.337	8.8902×10^{-6}
5 号导流洞	772.120	111.439	3.256	1.7954×10^{-6}
6 号导流洞	586.607	155.928	3.256	6.9669×10^{-7}
泄洪洞	408.705	72.382	2.400	3.3832×10^{-6}
放空洞	398.288	72.382	2.400	3.2969×10^{-6}

由式(2)~(4)求得各有压隧洞的库水位升高修正量 $\Delta h = 8.267$ m。各有压隧洞实际过流量分别为 : $Q_4 = 964.37$ m³/s , $Q_5 = 2 145.97$ m³/s , $Q_6 = 3 444.92$ m³/s , $Q_{泄} = 1 563.29$ m³/s , $Q_{放} = 1 583.55$ m³/s。

4 结 语

为解决水利水电工程多条有压隧洞联合泄流的糙率校正问题 ,采用一封闭的方程组求解各有压隧洞的水位校正值和实际过流量 ,可对多条有压隧洞联合泄流时的水位进行糙率校正 ,试验成果准确可靠。该方法仅需测量 1 组次多条有压隧洞同时泄流

时的水位、流量数据便能求出其联合泄流时的校正水位及各单洞的泄流量 ,同时还考虑了各单洞间的过流量影响 ,节省了大量的人力及时间。

该方法在金沙江流域其宗水电站 5 条有压隧洞联合泄流水工模型成功应用后 ,在缅甸丹伦江滚弄水电站、金沙江梨园、阿海等多个水电站的导流洞泄流能力试验中展开应用。结果表明 ,多条有压隧洞联合泄流用本文方法进行糙率校正后取得的成果与单洞糙率校正后叠加所取得的成果吻合良好。

参考文献：

[1] 杨庆 ,戴光清.水工导流隧洞模型试验中糙率不相似问题的研究[J].四川大学学报 :工程科学版 ,2002 ,34(4) :42-45.
[2] 贺昌林 ,余挺 ,张建民 ,等.长泄洪洞模型糙率修正方法研究[J].四川大学学报 :工程科学版 ,2007 ,39(6) :26-29.
[3] 岳丽霞.水工模型试验中长导流洞的糙率修正问题[J].水利水电工程设计 ,2009 ,28(1) :34-35.
[4] 李红英 ,罗永钦 ,张绍春 ,等.水工模型试验 n 条有压隧洞联合泄流糙率校正方法 :中国 ,ZL200810233687.4 [P]. 2010-08-18.

(收稿日期 2011-04-14 编辑 :骆超)