双吸离心泵径向力数值分析

赵万勇，张 亮，雒 军
（兰州理工大学 流体动力与控制学院，甘肃 兰州 730050）

摘 要：应用CFD软件对某型双吸离心泵的内部流场进行了数值计算，给出了不同工况下叶轮出口与蜗壳耦合面静压沿周向、轴向的分布规律. 通过对比试验曲线与数值计算外特性曲线，发现两者比较吻合，相对误差小于5%，且数值计算叶轮出口周向压力分布曲线与试验曲线趋势一致. 采用径向力出口压力法计算模型，计算了各工况下离心泵叶轮所受的径向力及其分量. 结果表明：应用数值计算结果而建立的离心泵径向力计算模型具有一定的准确性. 小流量工况时，径向力随流量的增加而减少；设计流量工况附近时，径向力达到最小值且不为0；大流量工况时，径向力随流量的增加而增加.

关键词：离心泵；径向力；数值计算；静压力；耦合面
中图分类号：TH311 **文献标志码**：A **文章编号**：1005-6254(2009)04-0205-05

Numerical analysis of radial force in double-suction centrifugal pumps

Zhao Wanyong, Zhang Liang, Luo Jun
(College of Fluid Power and Control, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730050, China)

Abstract: Numerical calculation of the internal flow field in a double suction centrifugal pump was performed by commercial CFD software. The static pressures along circumferential and axial directions on impeller-volute coupling surface were calculated. By comparing the experimental results with numerical calculations, good agreement was obtained, the relative error is less than 5%, and the tendency of pressure distribution for impeller exit from numerical calculation is consistent with the experimental one. The radial force and its components were calculated with the outlet pressure method. The results show that the application of numerical model to calculate the radial force of the centrifugal pump has certain accuracy. At small flow condition, the radial force decreases with the increase of flow rate; near the designed flow rate condition, the radial force reaches the minimum; and at large flow condition, the radial force increases with the flow rate.

Key words: centrifugal pump; radial force; numerical calculation; static pressure; coupling surface

大型单级双吸中开式离心泵与单吸泵相比，有较大的流量，较好的吸上性能；两个叶轮对称布置，可以平衡轴向力；耐气蚀性能也比较好. 但是，在运行中也常出现一些问题. 例如泵轴与轴套接触表面，以及轴套端面等处发生疲劳破坏；从泵启动到打开出口阀门，密封环常发生抱轴现象；泵体密封环和叶轮密封环粘接，必须加大密封环间隙才能正常启动，而加大密封环间隙，就会降低容积效率，影响泵站的经济运行[1,2]. 上述问题在大型泵站中时有发生，困扰着泵站的安全正常运行.

通过分析发现，目前大型离心泵发生上述问题的主要原因，是单蜗壳泵在偏离设计工况和零流量下运行时，形成的径向力过大. 径向力对于转动轴来说，是一个交变载荷，会造成泵轴的振动，增加泵的

收稿日期：2009-05-24
基金项目：甘肃省教育厅基金资助项目(050304)
作者简介：赵万勇(1962—)，男，甘肃武威人，教授(gdcj@gsut.edu.cn)，主要从事流体机械研究.
张 亮(1983—)，男，辽宁葫芦岛人，博士生(zhangliang545238@163.com)，主要从事流体机械可靠性研究.

万方数据

不稳定性. 目前,对于大型离心泵径向力的研究,主要是在使用现场进行试验或运行验证,需要建立一套费用昂贵的测试装置,这样,不利于泵的改进. 因此,数值研究离心泵径向力是非常有必要的.

1 径向力计算模型的建立

1.1 模型的简化

本研究作了如下简化,认为径向力是叶轮出口压力对叶轮的径向作用力,而忽略了粘性力的影响. 由于与粘性力相比,压力占有较大份额[3]. 此种方法称为出口压力法[4].

1.2 模型的建立

应用计算流体力学软件,对离心泵内部流场进行数值模拟,可以得到叶轮出口与蜗壳耦合面的静压分布. 由于叶轮出口与蜗壳耦合面的静压分布为离散值,且耦合面形状为圆柱侧面,假定在耦合面的每个网格节点附近静压均匀分布,可以认为作用在每个网格节点上的面积相等. 先求解耦合面上每一个节点上受到的作用力,然后通过力的分解合成定理,分别计算在 y 向和 z 向的作用力,最后求得总的作用力的大小和方向. 公式如下[4-6]:

$$F_i = p_i\left(\frac{2\pi R_2 B_2}{N}\right) \tag{1}$$

式中 F_i 为包含第 i 个网格节点微小区域的压力;p_i 为第 i 个网格节点的压强;R_2 为叶轮出口半径;B_2 为叶轮出口宽度;N 为叶轮出口与蜗壳耦合面节点个数. 包含第 i 个网格节点微小区域的压力在 y 轴和 z 轴方向上的分量为

$$F_i^y = -F_i\left(\frac{y_i}{R_2}\right),\quad F_i^z = -F_i\left(\frac{z_i}{R_2}\right) \tag{2}$$

式中 x_i, y_i, z_i 为第 i 个网格节点的三维坐标.

径向力在 y 轴和 z 轴方向的分量:

$$F_y = \sum_{i=1}^{N} F_i^y,\ F_z = \sum_{i=1}^{N} F_i^z \tag{3}$$

径向力的大小

$$F = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \tag{4}$$

径向力与 y 轴方向的夹角 $\alpha' = \arctan\left(\frac{F_z}{F_y}\right)$.

将各个工况下数值模拟的叶轮出口与蜗壳耦合面的静压分布,分别导入到 Excel 中,根据上述径向力的计算公式,在 Excel 中编写公式,可以计算出各个工况下径向力在 y,z 向分量的大小和总径向力的大小和方向. 此方法既适用于稳态求解径向力,又适用于瞬态求解径向力.

2 内部流场的模拟

本研究对某大型双吸离心泵作数值模拟计算. 该泵参数为:叶轮进口直径 730 mm,出口直径 1 150 mm,流量 3 m^3/s,扬程 56 m,转速 600 r/min,叶轮出口宽度 224 mm,叶片数 6 片,蜗室基圆直径 1 115 mm. 数值模拟的对象为叶轮出口与蜗壳耦合面的静压分布. 计算区域分为两个部分:叶轮和蜗壳.

2.1 控制方程

使用雷诺时均 N - S 方程分析泵内湍流[7]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{5}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) + \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_j} \tag{6}$$

式中 R_{ij} 为雷诺应力张量,即

$$R_{ij} = -\rho\overline{u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3}\mu_t\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij} - \frac{2}{3}\rho k\delta_{ij} \tag{7}$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{8}$$

2.2 湍流模型

FLUENT 软件中提供的几种湍流模型中,标准 $k-\varepsilon$ 模型是最完整的湍流模型,它适用范围广,并具有经济、合理的精度. 因此,本研究在模拟离心泵输送清水介质的内部流场时,选用标准 $k-\varepsilon$ 模型.

2.3 几何造型与网格的离散化

离心泵内部流动区域选用 UG 造型,用 Gambit 软件对模型进行网格划分及部分边界条件的设定;采用非结构四面体网格,分别划分叶轮旋转区和蜗壳区. 划分情况见图 1.



图 1 计算网格模型

Fig. 1 Calculation Grid model

万方数据

2.4 边界条件

针对含有运动固体边界的流动问题，选用多重参考坐标系. 其基本思想是，将离心泵流场简化为旋转叶轮固定在某一位置时的瞬时流场，其计算结果仅代表当前叶轮与泵体所处相对位置时的流动状况. 设叶轮区域为运动坐标系，蜗壳区域为固定坐标系，边界条件如下：

1）进口边界条件. 在本研究中，选用速度进口，假定叶轮进口是均匀进流，忽略圆周速度. 由于知道进口流量，可以求出叶轮进口轴向均匀速度.

2）出口边界条件. 出口边界条件的计算，是根据质量守衡定律，一般可根据所给流量和出口直径，计算出口边界的平均速度大小. 但是，出口边界处的流动已充分发展，出口区域远离回流区域，且出口边界上的流道属于渐扩管而不是规则的圆柱体，由于流道的扩散，具体确定出口边界的法线流速是很困难的，故选用出流（outflow）边界条件.

3）壁面条件. 在叶片表面、轮毂等固体壁面上，速度满足无滑移条件. 对于固壁附近流动，采用标准壁面函数法确定.

2.5 模型计算

数值模拟计算模型选取的工作介质为清水，选用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型；连续性方程、动量方程、湍动能方程和湍动能耗散方程，均采用二阶迎风格式离散计算；压力和速度的耦合方式选用压力速度修正方法，即 SIMPLEC 算法.

3 模拟结果分析与径向力计算

由模拟结果可以计算出泵出口与进口的总压差，则泵的数值模拟扬程：

$$H = \frac{p_{出} - p_{进}}{\rho g} + Z \qquad (9)$$

式中 H 的单位为 m；Z 为泵进出口位置差，m. 此泵为卧式中开式双吸离心泵，进出口在同一高度，$Z \approx 0$.

图 2 中给出了流量扬程的数值模拟曲线与兰州水泵厂的试验曲线. 对比试验曲线与数值模拟曲线，其趋势基本一致，相对误差小于 5%. 由此可见，本研究的数值模拟方法及结果，对模拟离心泵三维湍流流场、分析叶轮周围所受径向力的状况是可行的.

3.1 离心泵内部流场的分析

由于双吸泵叶轮具有对称性，图 3 中只选择 $x \geqslant 0$的截面来说明，x 方向为叶轮的轴向. 图 4 ~ 图 6 为同截面 3 个流量下，叶轮出口的静压周向分布，情况与文献[8]中相同流量下的试验曲线在趋势上吻合. 图中，横坐标为在蜗壳平面图上沿液流方向距隔舌的角度 α，纵坐标为周向静压 p_j.

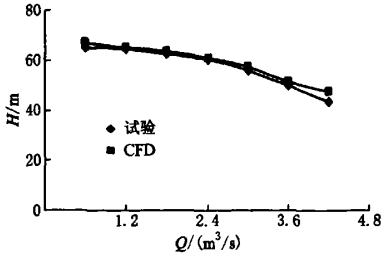


图 2　$H-Q$ 曲线

Fig. 2　$H-Q$ curve

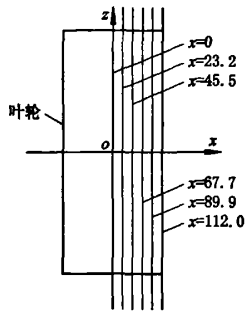


图 3　叶轮截面示意

Fig. 3　Impeller cross-section diagram

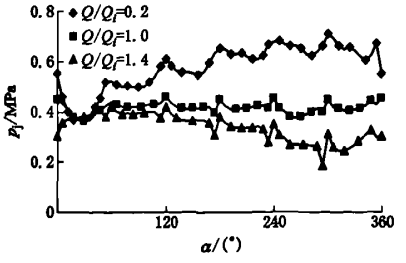


图 4　$x=112$ 截面叶轮出口不同流量下的静压分布

Fig. 4　Static pressure distribution of $x=112$ cross-section of impeller export on different flow

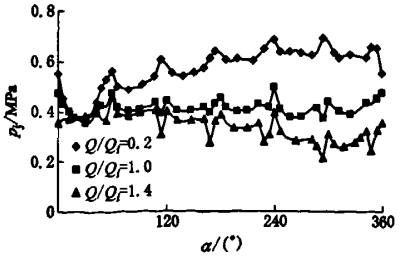


图 5　$x=67.7$ 截面叶轮出口不同流量下的静压分布

Fig. 5　Static pressure distribution of $x=67.7$ cross-section of impeller export on different flow

万方数据

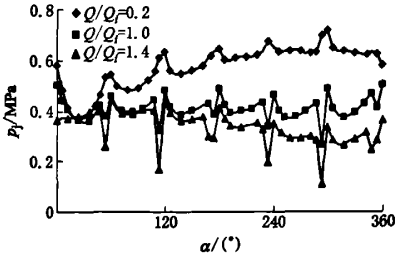


图6 $x=0$ 截面叶轮出口不同流量下的静压分布

Fig. 6 Static pressure distribution of $x=0$ cross-section of impeller export on different flow

小流量工况时,隔舌附近静压突变明显,压力梯度相对较大. 隔舌附近的静压值低于沿叶轮出口周向其他部位的静压值. 叶轮出口周向静压自隔舌开始向扩散管进口不断增加.

设计工况流量时,叶轮出口静压变化相对于小流量工况时更均匀;隔舌附近也存在静压突变. 压力梯度小于小流量工况时,叶轮出口对应位置的静压值小于小流量工况时;叶轮出口周向静压自隔舌开始到扩散管进口基本是均匀的.

大流量工况时,隔舌附近的静压突变明显,压力梯度较大. 隔舌附近的静压值高于沿叶轮出口周向其他部位的静压值. 叶轮出口对应位置的静压值小于设计工况流量时;叶轮出口周向静压自隔舌开始向扩散管进口是逐渐降低的.

隔舌部位的静压突变,是由于此处的回流和冲击引起的. 图中静压都出现了6个周期性的波动,每个波动相隔60°. 这是由于运动参考坐标系(MRF法)的基本思想,是将离心泵流场简化成旋转叶轮固定在某一位置的瞬时流场,在每个瞬时,波动区域与叶片所在区域重合. 叶轮出口静压分布波动,是由于叶轮出口叶片边缘尾迹流造成的. 随着叶轮的旋转,波动区域也随之移动,在每一瞬时,叶轮出口压力分布都将发生变化,但整体的趋势是一致的,只是波动区域的移动.

小流量工况时,出现较小的静压波动. 设计工况流量时,叶轮出口处的静压波动,较小流量工况时变大,这说明叶片边缘的尾迹流区域大于小流量工况时的. 大流量工况时,叶轮出口处静压波动,较设计工况流量时更为明显,这说明叶片边缘的尾迹流较设计工况流量时更为严重.

图7~图10为单蜗壳离心泵在不同流量下距隔舌不同角度的叶轮出口静压的轴面分布. 图中,横坐标为叶轮出口宽度方向上距双吸叶轮轴面对称线的距离 L,纵坐标为轴向静压 p'_j. 在隔舌附近时,轴面静压波动明显,这说明在隔舌附近,流动变化比较剧烈,存在冲击和回流,而且壁面有边界层分离现象. 这是由于隔舌附近的出口水流与隔舌相互作用,进口水流与出口水流的相互影响,导致了隔舌处的流动比较复杂. 在距离隔舌90°,180°和270°等的3个轴面上,静压沿叶轮出口宽度方向上的分布比较均匀,这说明在叶轮出口宽度方向上的流动比较均匀. 随着流量的增加,叶轮出口对应位置的静压值逐渐减小.

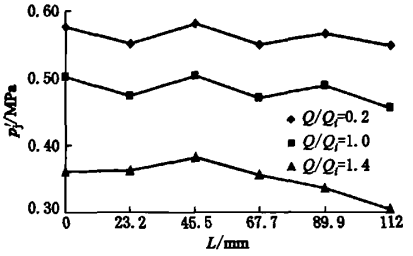


图7 不同流量下隔舌处叶轮出口静压的轴面分布

Fig. 7 Axial static pressure distribution of impeller export at tongue on different flow

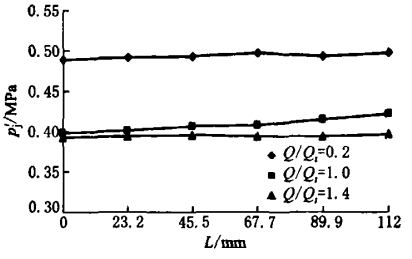


图8 同流量下距隔舌90°角处叶轮出口静压的轴面分布

Fig. 8 Axial static pressure distribution of impeller export from tongue 90° corner on different flow

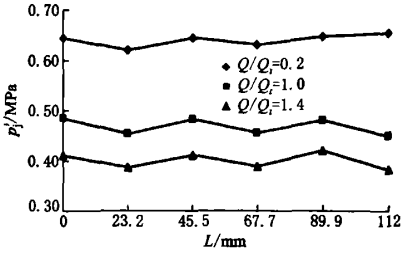


图9 不同流量下距隔舌180°角处叶轮出口静压的轴面分布

Fig. 9 Axial static pressure distribution of impeller export from tongue 180° corner on different flow

3.2 离心泵径向力的数值计算

在CFD软件中,将离心泵叶轮出口与蜗壳耦合面的静压分布数据导出并进行后处理. 将导出的文件以Excel方式打开,在Excel中,应用上述公式进行计算. 叶轮出口半径 $R_2=0.575$ m,叶轮出口宽度

万方数据

B_2 =0.224 m，叶轮出口与蜗壳耦合面网格节点的个数 N =1 474. 通过上述公式计算的径向力及其分量见表1所示，表中 Q_n =3 m^3/s 为设计工况的流量.

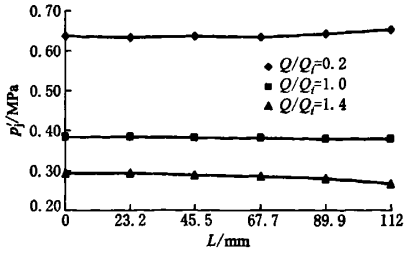


图10　不同流量下距隔舌270°处叶轮出口静压的轴面分布

Fig. 10　Axial static pressure distribution of impeller export from tongue 270° corner on different flow

表1　径向力数值计算值

Tab. 1　Numerical calculation of value of radial force

工况点	径向力/N		
	y 轴	z 轴	总径向力
0.4Q_n	-33 207.41	-10 305.52	34 769.70
0.6Q_n	-22 280.21	-7 412.46	23 480.90
0.8Q_n	-12 371.61	-1 921.82	12 520.00
Q_n	5.33	2 703.52	2 703.53
1.2Q_n	11 028.43	2 303.09	11 266.30
1.4Q_n	17 981.05	-2 119.22	18 105.50

在设计工况下，径向力并不为0. 原因是由于泵体的非对称结构，导致泵叶轮各流道的流量、流速及叶轮出口的压力分布出现非对称性而引起的. 在小流量工况时，径向力随流量的增加而减少；在设计流量工况附近，径向力达到最小值；在大流量工况时，径向力随流量的增加而增加.

4　结　论

1）试验外特性曲线与数值模拟外特性曲线比较吻合；数值模拟的叶轮出口周向压力分布曲线与试验曲线趋势一致. 说明本研究应用数值模拟的结果，建立的离心泵径向力计算模型，具有一定的准确性.

2）叶轮出口周向静压波动，是由于叶轮出口叶片边缘尾迹流造成的，且随着流量的增加，尾迹流的影响越来越严重. 叶轮出口宽度方向上的静压，在隔舌附近时波动明显，在其他位置时分布比较均匀.

3）小流量工况时，径向力随流量增加而减小；设计流量工况附近时，径向力达到最小值且不为0；大流量工况时，径向力随流量的增加而增加.

参考文献(References)

[1] 赵万勇. 大型离心泵的结构与运行[J]. 中国给水排水，2001，17(7)：58－61.
Zhao Wanyong. The structure and operation of large-scale centrifugal pump [J]. *China Water and Wastewater*，2001，17(7)：58－61. (in Chinese)

[2] 赵万勇. 离心泵结构对大中型电动机窜轴的影响[J]. 排灌机械，2001，20(1)：23－26.
Zhao Wanyong. Influence of centrifugal pump configuration on axial travelling of shaft in large-and middle-sized driving motor[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*，2001，20(1)：23－26. (in Chinese)

[3] 黄　思，王国玉. 离心泵内流场非对称性及受力的三维数值分析[J]. 农业机械学报，2006，37(10)：66－69.
Huang Si，Wang guoyu. Analysis of flow field asymmetry and force on centrifugal pump by 3－D numerical simulation[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*，2006，37(10)：66－69. (in Chinese)

[4] 张　亮. 大型双吸离心泵径向力数值计算[D]. 兰州：兰州理工大学流体动力与控制学院，2009.

[5] Iversen H W，Rolling R E，Carlson J J. Volute pressure distribution，radial force on the impeller，and volute mixing losses of a radial flow centrifugal pump [J]. *Journal of Engineering for Power，Transactions of the ASME*，1960，82(2)：136－144.

[6] 何东升，武学尧，张仲良，等. 改型环形灌注泵的径向力研究[J]. 西安石油学院学报：自然科学版，2002，17(3)：50－54.
He Dongsheng，Wu Xueyao，Zhang Zhongliang，et al. Study on radial force of a modified centrifugal charging pump[J]. *Journal of Xi'an Petroleum Institute：Natural science edition*，2002，17(3)：50－54. (in Chinese)

[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.

[8] Stepanoff A J. 离心泵与轴流泵理论、设计和应用[M]. 北京：机械工业出版社，1980.

（责任编辑　张文涛）

万方数据