

引用格式: Zhao Wanyong, Guo Qiang, Song Qianbin, *et al.* Effects of Blade Entrance Geometrical Parameter on Centrifugal Pump Wear Rule[J]. Journal of Gansu Sciences, 2018, 30(4): 126-131. [赵万勇, 郭强, 宋乾斌, 等. 叶片进口几何参数对离心泵磨损规律的影响[J]. 甘肃科学学报, 2018, 30(4): 126-131.]
doi: 10.16468/j.cnki.issn1004-0366.2018.04.022.

叶片进口几何参数对离心泵磨损规律的影响

赵万勇, 郭强, 宋乾斌, 虎兴娜

(兰州理工大学能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要 基于 Mixture 多项流模型和标注 $k-\epsilon$ 湍流模型, 壁面处设置成无滑移壁面条件, 运用 Fluent 软件对某双吸离心泵的全流道进行固液两相流的数值模拟。分析了离心泵进口处的固体颗粒的体积分数、固体颗粒的直径对离心泵叶片进口磨损的影响, 并且在原叶轮的基础上对叶轮进行改进。研究表明, 在一定范围内, 减小叶轮中间流线处进口安放角可以改善叶轮的抗磨损性能, 并且改变叶轮进口安放角对离心泵的扬程、效率的影响不大; 叶片进口工作面的磨损量大于相同位置叶片背面处的磨损量, 且叶片进口的磨损量从前盖板至后盖板呈递减趋势; 随着颗粒直径的增加, 叶片进口工作面的磨损加剧而叶片进口背面处的磨损减轻。

关键词 离心泵; 叶片; 磨损; 数值模拟

中图分类号: TH311

文献标志码: A

文章编号: 1004-0366(2018)04-0126-06

离心泵是当今国民生产中通用的动力原件, 当离心泵输送固液两相流时, 介质中的固体颗粒会对离心泵的过流部件造成严重的破坏, 固液两相流的磨损现象成为许多领域亟待解决的问题之一^[1-10]。

为了研究离心泵过流部件的磨损机理, 相关学者做了相关的数值模拟。黄先北等^[11]运用颗粒轨道模型和 Tabakoff 磨损模型研究了离心泵的磨损机理, 结果表明: 离心泵的磨损部位主要集中在叶片进口工作面和后盖板。汪家琼等^[12]基于 Particle 模型和非均相流模型进行了数值模拟, 结果表明: 随着固体体积分数的增大, 固体颗粒相对于壁面处的滑移速度增大。刘娟等^[13]基于雷诺应力模型、离散相流动模型、Finnie 磨损模型进行了数值模拟, 结果表明: 大质量固体颗粒的运动轨迹对叶片的磨损影响较大。黄思等^[14]运用 DPM 模型并结合半经验的磨损模型进行了数值模拟, 结果表明: 泵内的平均磨损率随着泵进口处的固体颗粒含量的增加而增加。随着颗粒粒径的增加, 叶轮的磨损率相对减小, 而蜗壳的磨损率相对增加。

以某种经过长期运行的双吸离心泵为研究对

象, 运用数值模拟与实际运行相对照的方法探究该离心泵叶轮进口处磨损原因以及磨损规律, 并在此基础上对离心泵的叶轮进行改进, 为改善旋转机械的旋转部件的磨损提供应用基础。

1 物理模型和网格

1.1 物理模型

以某泵站用的单级双吸离心泵为研究对象, 该泵的参数为额定流量 $10\ 800\ \text{m}^3/\text{h}$, 额定扬程 $56\ \text{m}$, 额定效率 88% , 额定转速为 $600\ \text{r}/\text{min}$, 考虑到原型泵的尺寸较大, 划分完网格后数量较多, 数值计算时耗费较长且对计算机的配置要求较高, 为了便于后期的 Fluent 模拟计算, 按照转速相等的原则, 利用 UG.NX.8.0 对离心泵进行三维水体建模, 将原型泵缩小为原来的 $1/4$ 后转化为模型泵, 原型泵和模型泵的叶轮主要几何参数见表 1。然后运用 ICEM-CFD 软件对上述三维水体模型进行非结构化网格的划分。离心泵的三维模型如图 1 所示, 其中 (a) 为三维水体模型、(b) 为三维网格模型。

收稿日期: 2018-01-19; 修回日期: 2018-03-26

作者简介: 赵万勇(1962-), 男, 甘肃武威人, 硕士, 硕士生导师, 研究方向为水力机械流动理论及空化多相流。E-mail: zhaowy@lut.cn

表1 叶轮主要几何参数

Table 1 Main geometrical parameter of impeller

参数	原型泵	模型泵
叶片进口直径 D_1 /mm	730	182.5
叶片出口直径 D_2 /mm	1 150	287.5
叶片的出口宽度 b_2 /mm	224	56
叶片的出口安放角 $\beta_2/(\circ)$	27.5	27.5
叶片包角 $\psi/(\circ)$	120	120
叶片数 Z	6	6
叶片前盖板流线处进口安放角 $\beta_a/(\circ)$	18	18
叶片中间流线处进口安放角 $\beta_b/(\circ)$	27.5	27.5
叶片后盖板流线处进口安放角 $\beta_c/(\circ)$	39	39

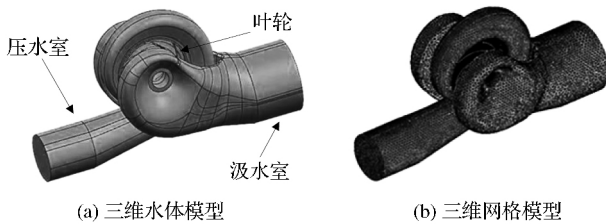


图1 离心泵的三维模型

Fig.1 3D model of centrifugal pump

1.2 网格无关性的验证

理论上网格数量越多,网格的误差对模拟结果造成的影响就越小,但网格数量过多对计算机的配置要求就越高,且需要花费更多的时间,所以研究设计了6种不同的方案来验证网格方案的无关性,让该模型泵在额定工况清水条件下运行,且流动状态为定常流动,结果如图2所示。从图2可以看出,随着网格数量的逐渐增加,该模型泵的扬程和效率都有下降的趋势,但当下降到一定程度时,无论是扬程还是效率都会趋于平稳,此时,可以忽略网格数对计算结果造成的影响,综合考虑各种因素,最后选用

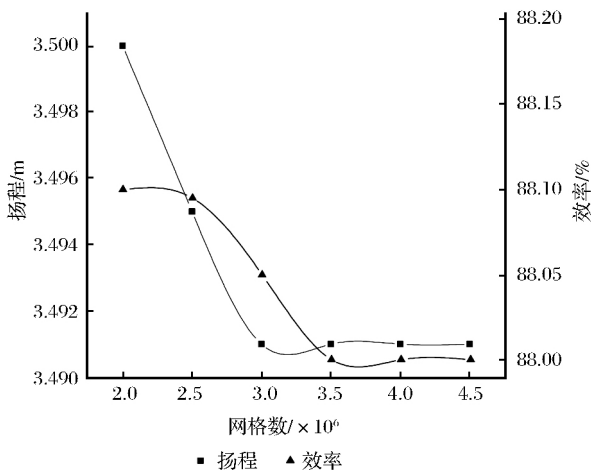


图2 网格的无关性检验

Fig.2 Independence test of grid

网格数为 3.5×10^6 的方案。

2 数值模拟方法和边界条件

采用多重坐标系 MRF 模型,建立相对坐标系下的时均连续方程和全三维不可压缩时均 N-S 方程,利用标准 $k-\epsilon$ 方程来简化方程组并使其封闭,多项流模型采用 Mixture 模型,固液交换系数采用 Schiller and Naumann 模型,压力-速度耦合方程采用 SIMPLEC 算法。进口处的边界条件设置成速度进口,并且假定固体颗粒在泵进口处分布均匀,出口处的边界条件设置成自由出流,壁面处满足无滑移壁面条件,近壁面区域采用标准壁面函数。

3 基本假设和磨损模型

3.1 基本假设

基于此离心泵在实际运行中的环境,将固体颗粒的密度设置成 $2\ 300\ \text{kg/m}^3$ 。假设如下:(1)泵全流道内介质的流动为定常流动;(2)水为不可压液体,固体颗粒为连续相,且二者的物理特性为常数;(3)固体颗粒的形状为粒径均匀的球形。

3.2 磨损模型

磨损研究所选用模型的公式为^[15]

$$W_{SP} = \rho C_s V_s^m, \quad (1)$$

式中: ρ 为固体颗粒密度(kg/m^3); C_s 为固体颗粒的浓度; V_s 为固体颗粒的相对速度(m/s); $m = 3$ 。

由前面的假设可知, ρ 为固定不变的,所以可以定量地描述磨损的大小,其公式为

$$W = C_s V_s^3. \quad (2)$$

鉴于该离心泵实际运行过程中叶轮进口处穿孔破坏严重,为了探究叶轮的穿孔破坏原因以及磨损规律,叶轮进口处从前盖板至后盖板监测点布置如图3所示。

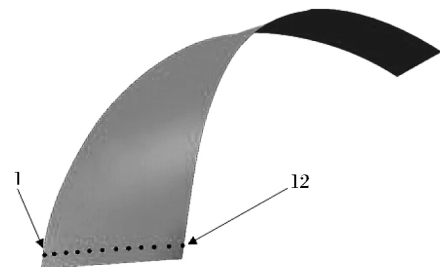


图3 监测点的位置

Fig.3 Position of monitoring point

4 计算结果分析

4.1 固体体积分数对叶片进口磨损的影响

额定工况下,将离心泵进口处的固体体积分数

分别设置成 5%、7%、9%，颗粒直径设置成 0.05 mm，则叶片表面监测点位置的磨损状况如图 4 所示。图 4 中的(a)、(b)、(c)分别为监测点位置的固体体积分数、固体颗粒的相对速度、磨损量的大小。模拟计算的结果显示：随着离心泵进口固体体积分数的增加，叶片表面的颗粒含量随之增加；固体颗粒的相对速度从叶轮前盖板至后盖板呈递减趋势，叶片工作面颗粒的相对速度大于相同位置背面的颗粒相对速度；叶片进口的磨损量从前盖板至后

盖板呈递减的趋势，且工作面的磨损量大于相同背面的磨损量。

4.2 固体颗粒直径对叶片进口磨损的影响

额定工况下，将离心泵进口处的固体颗粒的体积分数设置成 5%，颗粒直径分别设置成 0.05 mm、0.10 mm、0.15 mm，则不同颗粒直径下叶片表面的磨损状况如图 5 所示。计算结果显示：随着颗粒直径的增加，颗粒的分布向叶片工作面偏移，且叶片工作面的磨损量有增加的趋势。

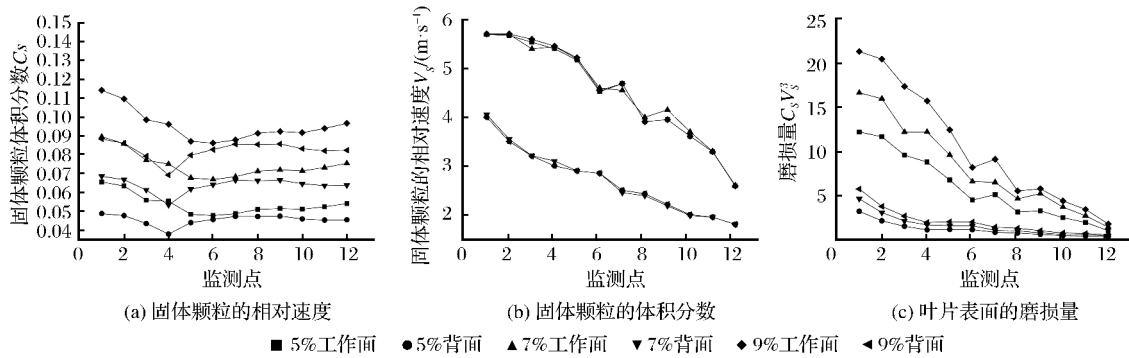


图 4 颗粒直径 0.05 mm 叶片表面颗粒相对速度、颗粒含量、磨损量

Fig.4 Relative speed, particles content and wear extent of blade surface particles at 0.05 mm particle diameter

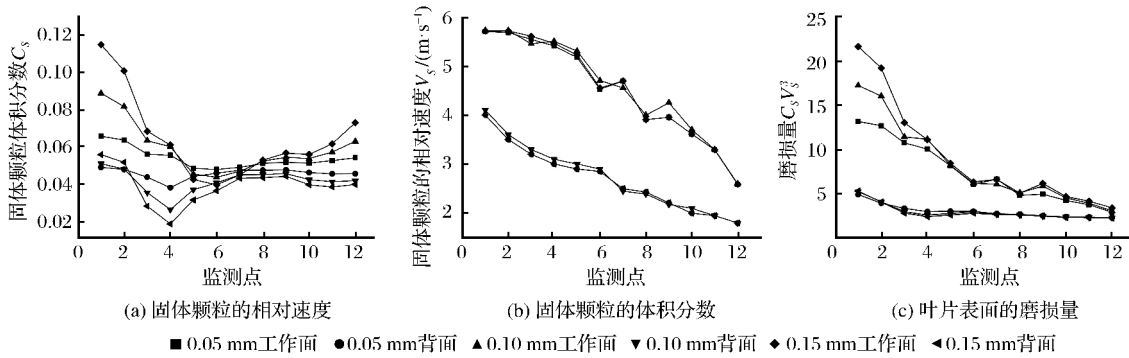


图 5 不同颗粒直径下叶片表面颗粒相对速度、颗粒含量、磨损量

Fig.5 Relative speed, particles content and wear extent of blade surface particles at different particle diameters

离心泵实际运行过程中的磨损情况见图 6。从实物图中可以看出，叶片进口靠近前盖板处有穿孔现象，且在泵的破坏现场发现：该离心泵叶片的穿孔方向是从工作面向背面穿孔。结合上述数值模拟的结果，发现数值模拟的结果和离心泵叶片实际运行结果相吻合，说明该数值模拟方法具有一定的说服力，可以用于指导实践。

4.3 叶轮的改进

为了改善该离心泵叶轮进口处的磨损状况，在该叶轮的基础上，通过改变叶轮的设计参数来对该离心泵的叶轮进行改进。叶轮的参数改进情况见表 2。



图 6 离心泵叶片实际运行的磨损情况

Fig.6 Operational wear condition of blade

为了比较改进前后叶轮的抗磨损性能，对叶轮 A1~A5 的网格划分方法、边界条件的设置与原叶轮保持一致。使离心泵在额定工况下运行，将离心泵进口的沙粒体积分数设置成 5%，沙粒直径设置

成 0.05 mm,选取相同位置的监测点,则离心泵不同叶片进口处的磨损状况如图 7 所示,计算结果显示:增大叶轮进口安放角能够加剧叶片进口工作面处的

磨损状况;减小叶片中间流线处的进口安放角能够减轻叶片进口工作面的磨损;增加叶片数致使叶片进口工作面、背面的磨损加剧。

表 2 叶轮的几何参数

Table 2 Geometrical parameter of impeller

叶轮	a 进口角 $\beta_a / (^\circ)$	b 进口角 $\beta_b / (^\circ)$	c 进口角 $\beta_c / (^\circ)$	出口角 $\beta_2 / (^\circ)$	包角 $\psi / (^\circ)$	叶片数 Z
原叶轮	18	27.5	39	27.5	120	6
叶轮 A1	19	29	40	27.5	120	6
叶轮 A2	20.5	31	43	27.5	120	6
叶轮 A3	17	23	44	25.0	127	7
叶轮 A4	18	26	39	27.5	120	6
叶轮 A5	18	24	39	27.5	120	6

注:a,b,c 为前盖板流线、中间流线、后盖板流线。

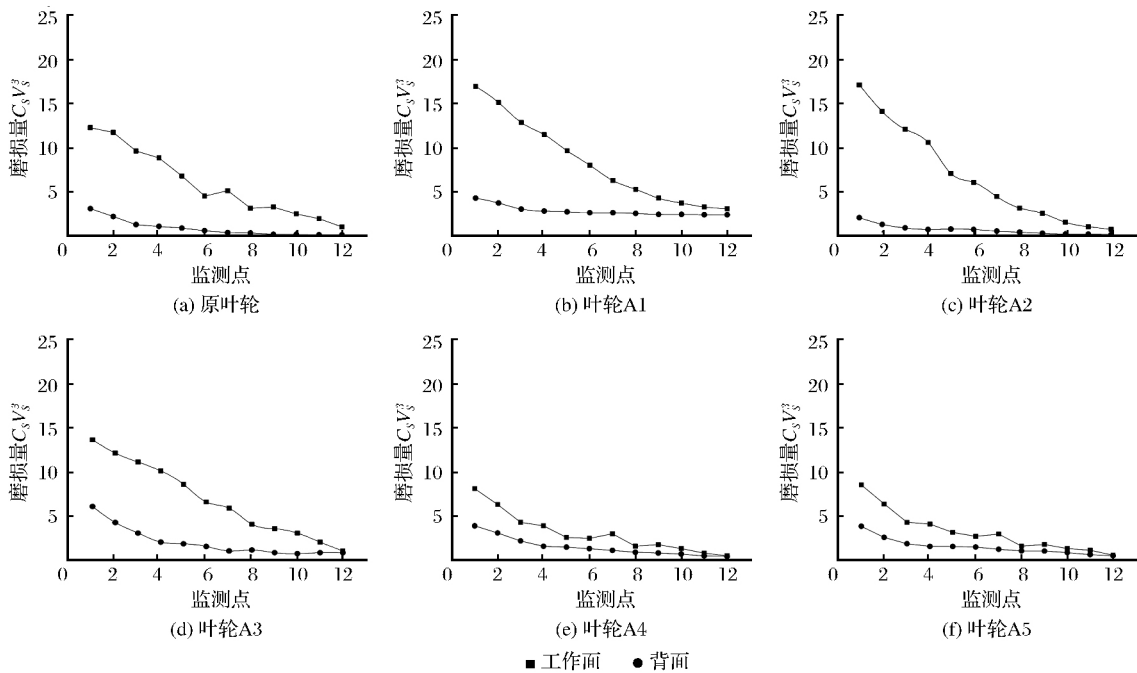


图 7 叶片进口处磨损量

Fig.7 Wear extent of blade entrance

4.4 叶片进口磨损减轻的原因

叶轮几何参数的改变导致的叶轮流道的变化情况见图 8。由图 8 可以得出,中间流线进口安放角变小后导致叶片的轴面截线向叶片进口方向偏移。所以喉部之后的空间流道的通流面积变大,则固体颗粒的相对速度变小,而叶片表面的磨损量与颗粒相对速度的 3 次方成正比,所以流道通流面积的变大能够减轻叶片表面的磨损。

4.5 叶轮参数的改变对泵外特性的影响

为了讨论叶轮几何参数的改变对离心泵扬程、效率等的影响,额定工况下,将离心泵进口处的沙

粒体积分数设置成 5%,沙粒直径设置成 0.05 mm,则离心泵的外特性数值见表 3。计算结果显示,增大叶片的进口安放角后导致叶轮进口处的冲击加大、能量损失加大,所以离心泵的扬程、效率有所降低。叶轮 A3 在原叶轮的基础上增加了叶片数,计算结果显示,增加叶轮的叶片数后离心泵的扬程有所提升,究其原因,增加叶片数使得叶轮对流动介质的做功更加充分。叶轮 A4、A5 的改变并没有对离心泵的扬程、效率造成较大影响。综合以上所有的计算结果,叶轮 A4、A5 的性能相比于原叶轮有所改善。

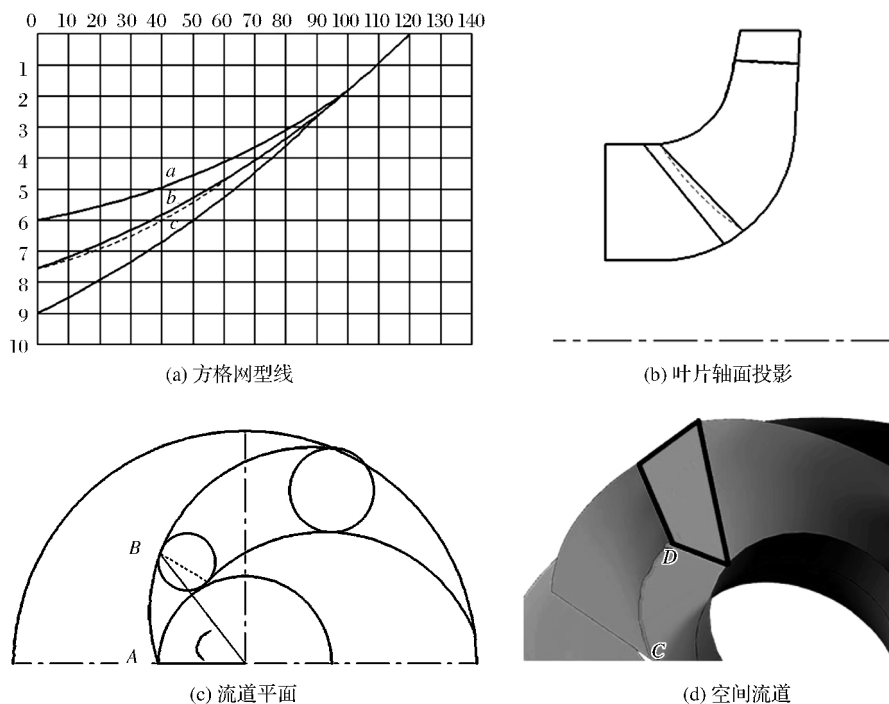


图8 叶片的变化示意图

Fig.8 Changing diagram of blade

表3 离心泵的外特性数值

Table 3 External characteristic of centrifugal pump

叶轮	离心泵扬程 H/m	离心泵效率 $\eta/\%$
原叶轮	3.505	88.12
叶轮 A1	3.495	88.05
叶轮 A2	3.493	88.07
叶轮 A3	3.521	88.03
叶轮 A4	3.504	88.11
叶轮 A5	3.504	88.13

5 结论

(1) 对于中比转速离心泵,在一定范围内减小中间流线处的进口安放角可以提高叶轮的抗磨损性能,且对离心泵的扬程、效率的影响不大。

(2) 叶片进口工作面的磨损量大于相同位置叶片进口背面的磨损量,且叶片进口工作面、背面的磨损量从前盖板至后盖板呈递减趋势。

(3) 当泵进口固体体积分数一定时,随着颗粒直径的增大,固体颗粒向叶片工作面偏移,且随着固体颗粒直径的增大,叶片进口工作面的磨损加剧而叶片进口背面的磨损相对减轻。

参考文献:

[1] 程效锐,董富弟,杨从新,等.基于颗粒摩擦和碰撞模型的离心

泵叶片磨损预测[J].兰州理工大学学报,2015,41(2):55-60.

[2] 刘建瑞,付登鹏,何小可.ES250-370型双蜗壳双吸泵隔板优化设计[J].农业机械学报,2014,45(5):96-100,106.

[3] 钱忠东,张凯,王志远,等.双吸式离心泵叶片头部形状对泥沙磨损的影响[J].排灌机械工程学报,2014,32(2):103-107.

[4] 赵万勇.离心泵叶轮汽蚀与泥沙磨损破坏浅析[J].甘肃工业大学学报,2000,26(1):58-62.

[5] 赵万勇.含沙水流对泵叶轮磨损原因及改进措施[J].排灌机械工程学报,2001,19(1):16-19,24.

[6] 陈次昌,杨昌明,熊茂涛.低比转速离心泵叶轮内固液两相流的数值分析[J].排灌机械工程学报,2006,24(6):1-3.

[7] Zahedi P, Zhang J, Arabnejad H, et al. CFD Simulation of Multiphase Flows and Erosion Predictions under Annular Flow and Low Liquid Loading Conditions[J]. Wear, 2017, 376-377:1260-1270.

[8] Parsi M, Agrawal M, Srinivasan V, et al. CFD Simulation of Sand Particle Erosion in Gas-dominant Multiphase Flow[J]. Journal of Natural Gas Science & Engineering, 2015, 27(6):706-718.

[9] Parsi M, Kara M, Agrawal M, et al. CFD Simulation of Sand Particle Erosion under Multiphase Flow Conditions[J]. Wear, 2016.376-377:1176-1184.

[10] 刘在伦,张楠,程效锐,等.含沙水下多级双吸离心泵叶片磨损特性分析[J].兰州理工大学学报,2014,40(4):56-61.

[11] 黄先北,杨硕,刘竹青,等.基于颗粒轨道模型的离心泵叶轮泥沙磨损数值预测[J].农业机械学报,2016,47(8):35-41.

[12] 汪家琼,蒋万明,孔繁余,等.固液两相流离心泵内部流场数值模拟与磨损特性[J].农业机械学报,2013,44(11):53-60.

[13] 刘娟,许洪元,唐澍,等.离心泵内固体颗粒运动规律与磨损的

- 数值模拟[J].农业机械学报,2008,39(6):54-59.
- [14] 黄思,邹文朗,周锦驹,等.基于 DPM 模型的离心泵非定常固液两相流及磨损计算[J].中国农村水利水电,2016,44(7):103-106.
- [15] Pagalthivarthi K V, Gupta P K, Tyagi V, *et al.* CFD Prediction of Erosion Wear in Centrifugal Slurry Pumps for Dilute Slurry Flows[J]. Journal of Computational Multiphase Flows, 2011, 3(4):225-246.

Effects of Blade Entrance Geometrical Parameter on Centrifugal Pump Wear Rule

Zhao Wanyong, Guo Qiang, Song Qianbin, Hu Xingna

(School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract Based on Mixture multi flow model and marked $k-\epsilon$ turbulence model, the wall was set by non-slipping; with Fluent, the whole flow passage of some double suction centrifugal pump was conducted with numerical simulation of solid & liquid. We analyzed the effects of volume fraction and diameter of solid particles in the pump's entrance on wear of its blade entrance, and improved the impeller on the basis of primary impeller. It shows that increasing blade angle of middle flow line can improve anti-wear performance with little influence on its lift and efficiency; wear extent of blade entrance working surface is higher than that in the back of blade, and the wear extent is decreased from front cover board to back cover plate; with diameter of particles increasing, the wear in entrance working surface is increasing while decreasing in the back.

Key words Centrifugal pump; Blade; Wear; Numerical simulation