

螺旋离心泵的外特性试验与流场数值分析

¹刘成胜, ²李仁年

(¹陕西动力机械设计研究所, 陕西 西安 710100; ²兰州理工大学流体动力与控制学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 以 150×100LN-32 型螺旋离心泵为研究对象, 通过试验研究了此泵的外特性, 并得出了一些结论。采用 CFD 软件 Fluent, 选用标准 k-ε 模型, 计算了该泵的三维内部流场。通过对该泵内部流动速度、压力分布与捕捉到的流动冲击、二次流、回流等重要现象的分析, 给该泵的性能改善与改进提供可靠的信息。通过分析, 提出了在设计螺旋离心泵时的一些改进措施。

关键词: 螺旋离心泵; 试验; 流场; 压力; 速度

中图分类号: V434

文献标识码: A

文章编号: (2005)05-0018-07

Experimental investigation of exterior performances and numerical analysis of flow field in a helix centrifugal pump

¹Liu Chengsheng; ²Li Rennian

(¹Shanxi Power Machine Design and Research Institute, Shangxi Xi'an 710100, Chian;

²College of Fluid Power and Control, Lanzhou Univ. of Tech. Gansu Lanzhou 730050, China)

Abstract: The exterior performances of a 150×100LN-32 helix centrifugal pumps were studied experimentally. The three dimension interior flow field was simulated by means of computational fluid dynamics (CFD) software, Fluent6.0 with standard κ-ε model. Useful information for the performance improvement was got from the distribution of inner flow velocity and pressure, flows impact, secondary flow and recirculation in the helix centrifugal pump. Some proposes some methods for performance improvement in designing the helix centrifugal pumps were suggested.

Key words: screw centrifugal pump; experiment; flow field; pressure; velocity

收稿日期: 2005-07-15; 修回日期: 2005-08-08。

作者简介: 刘成胜 (1978—), 男, 助理工程师, 研究领域为泵设计与试验。

1 引言

螺旋离心泵作为一种具有特殊结构的固液两相流泵，用途早已超过了其最初开发时用于港口输送鱼的功能，现已发展成以输送含有颗粒、易缠绕固体物的两相流体介质为主的杂质泵。主要应用于冶金、矿山、煤炭、电力、石化、食品、造纸等工业部门及污水处理、港口河道疏浚等行业。螺旋离心泵的主要结构是螺旋离心叶轮，进口部分为螺旋叶片，出口部分近似混流式叶片^{[1][2]}（其结构如图1所示）。虽然螺旋离心泵的效率是离心式杂质泵和旋流式杂质泵所难以比拟的，而且在输送固体物时，其性能变化比离心式杂质泵和旋流式杂质泵都要小，但是其效率还是无法与一般离心泵相比的。为了提高螺旋离心泵的效率，对其内部流场进行研究是非常必要的。本文应用CFD软件Fluent对150×100LN-32型螺旋离心泵在三种工况下的整机内部流场进行了数值模拟，计算得到了螺旋离心泵内部流场的速度、压力分布，捕捉到了一些重要的流动现象，以便对探索影响螺旋离心泵性能的因素、改进叶型设计、提高整机效率等提供参考。

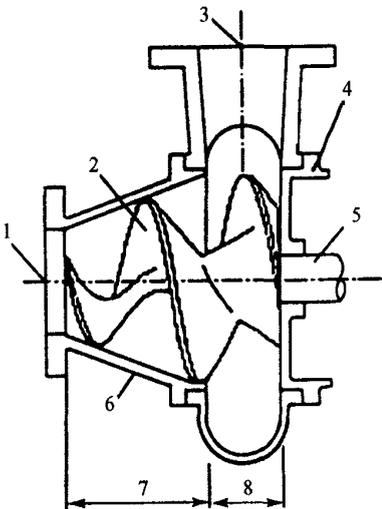


图1 螺旋离心泵结构图

Fig.1 Configuration of the helix centrifugal pump

1—吸入法兰；2—叶轮；3—出口法兰；4—蜗壳；
5—泵轴；6—吸入壳体；7—螺旋段；8—离心段
万方数据

2 螺旋离心泵的试验研究

2.1 螺旋离心泵的性能试验研究

由泵的基本方程并假定进口环量为零，则有：

$$H_t = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q_t}{F_2} \text{ctg} \beta_2 \right) = A - BQ_t$$

上式中， F_2 为叶轮出口有效面积， $F_2 = 2\pi R_2 b_2 \varphi_2$ ；其中 $A = \frac{u_2^2}{g}$ ； $B = \frac{u_2 \text{ctg} \beta_2}{g F_2}$ ； H_t 为无穷叶片数时的理论扬程； φ_2 为出口断面的排挤系数； b_2 为出口断面宽度。

对于一台给定的泵，在一定转速下， u_2 、 β_2 、 F_2 固定不变。 H_t 和 Q_t 是一次方程的关系。对于螺旋离心泵，叶轮各个断面的过流断面面积均不小于叶轮进口面积，故 F_2 较同规格其他污水泵大。螺旋离心泵出口角一般取 $15^\circ \sim 25^\circ$ ，而本试验泵的出口安放角平均只有 10° 左右。

比离心泵的出口角要小。所以对螺旋离心泵来说， B 要比其他类型泵大。从上式可以看出， B 值大，则 H_t 随 Q_t 的变化较大，反映在特性曲线上就是一条较陡下降的曲线，这种特性曲线的泵很适合用于污水处理场合，因为在这种场合，对应于较小的流量变化，扬程应该有较大的变化，或者说当扬程变化较大时，其流量变化较小。

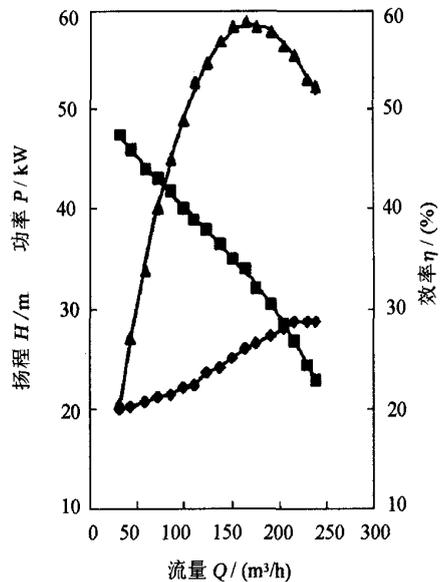


图2 螺旋离心泵的性能曲线图

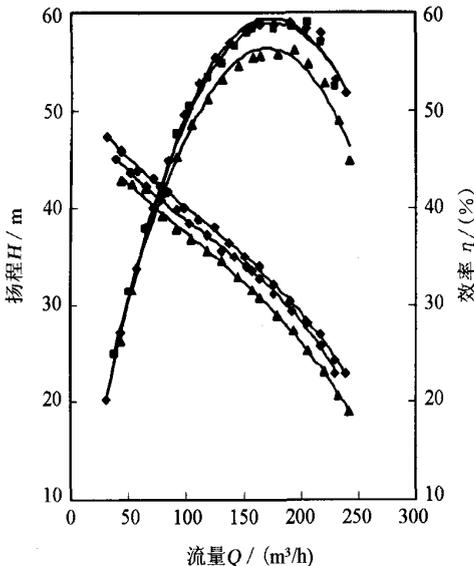
Fig.2 Performance curves of the helix centrifugal pump

图2为螺旋离心泵的性能曲线图。从效率-流量曲线可以看出,150X100 LN-32型螺旋浓浆泵的最优工况大约在 $Q=165\text{m}^3/\text{h}$ 工况点的附近,也就是设计流量附近。泵的最高效率为60%。在 $Q=100\text{m}^3/\text{h}$ 到 $Q=240\text{m}^3/\text{h}$ 流量范围内,泵的效率都高于50%,有比较宽的高效区。和一般清水泵相比,螺旋离心泵在抽送清水时总体效率偏低,这是因为螺旋离心泵是为抽送两相流设计的,在抽送固液两相流时,螺旋离心泵的效率要高于其他污水泵。

试验泵的轴功率曲线在大流量下接近一条上升平缓的直线,这样,随着流量的增大,功率增加不多,因此只要按照最大功率点的轴功率数值选用泵的配带电机,电机就不会过载。

2.2 螺旋离心泵的螺旋体间隙试验研究

图3为不同间隙下螺旋离心泵的性能曲线图,表1是不同间隙下泵的最佳工况值。从图5可以看出:在0.3~0.9mm间隙之间,泵的效率基本上没有大的变化,但是随着间隙的增大,泵的扬程和效率下降较大。



◆—设计间隙; ■—0.9mm 间隙; ▲—1.5mm 间隙

图3 不同间隙下螺旋离心泵的性能曲线

Fig.3 Performance curves of the helix centrifugal pump with different gaps

可见螺旋体间隙对螺旋离心泵的性能影响较万方数据

大,设计可调间隙的螺旋离心泵是非常有必要的。

表1 不同间隙下泵的最佳工况值

Tab.1 The optimal work condition for different gap

间隙/mm	扬程/m	效率/(%)
0.3	33.99	58.71
0.9	32.74	59.03
1.5	30.75	55.58

3 螺旋离心泵的数值模拟结果及分析

3.1 模型建立及网格生成

采用 Fluent 的前处理软件 Gambit 的 bottom-up (由点到线,由线到面再到体的建模方式)方式对整机进行建模。由于进行整机计算时,几何模型及计算区域二者都会比较复杂,故而采用了适应范围更为广泛的四面体网格单元,网格总数为42万,其中叶轮部分为31万,蜗壳部分为11万。

3.2 模型的选择与边界条件的定义

螺旋离心泵包含旋转的动边界和静止不动的静边界,因此将整个计算域划分成定子和转子两个区域。本文中旋转叶轮和静止蜗壳之间的耦合采用了多旋转坐标系模型 (Multiple Reference Frame)。由于离心泵内的流动大多为湍流运动,在 Fluent 计算中,目前采用最多的湍流模型为 $k-\epsilon$ 模型。本文采用了标准 $k-\epsilon$ 模型对螺旋离心泵的内部流场进行模拟。

计算域的进口采用质量入流 (mass-flow-inlet) 条件,出口采用充分发展流 (outflow) 条件。叶轮和蜗壳与流体相接触的所有壁面上均采用了无滑移固壁条件,在近壁区采用标准壁面函数。计算中考虑了重力对流场的影响。

3.3 计算结果及其分析

3.3.1 内部流场数值模拟及分析

对 $Q=132.3\text{m}^3/\text{h}$ 、 $Q=165\text{m}^3/\text{h}$ 、 $Q=206.6\text{m}^3/\text{h}$ 三种工况进行了模拟,得到了三种工况下螺旋离心泵的内部流场分布。如图(4~14)(本文只给出 $Q=165\text{m}^3/\text{h}$ 工况下的计算结果)。

从图4可以看出,除局部低压区外,压力场基本上分布比较均匀,这主要是因为螺旋离心泵

的包角比较大，对流体的约束力较强，使流体在流道内逐步获得能量。由于螺旋离心泵主要是用来输送固液两相流的，为了防止堵塞，隔舌与叶轮间的间隙较大，因此蜗壳内存在明显的液流环（见图 5）。随着半径的增大，蜗壳内的切向速度减小，符合动量守恒定律。由图 6 可看出，蜗壳内的最高压力并不是分布在出口，而是分布在第零与第四截面之间的蜗壳壁面附近（垂直蜗壳断面出口截面的断面为第一截面），主要是因为这几个截面的径向距离较小，从叶轮流出的流体的速度迅速降低，动能有效的转化为压力能，故此段的压力较高。由于蜗壳内存在着明显的环流，同时隔舌处又是流体流出蜗壳的必经之路，所以隔舌附近的流动比较乱，存在冲击^[3]。

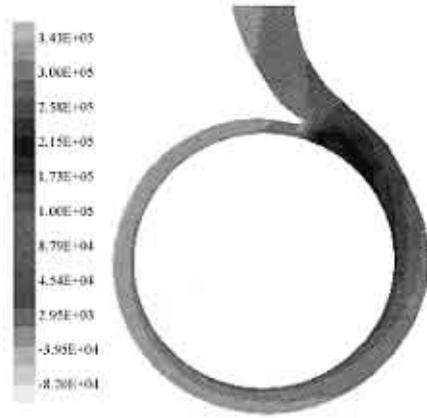


图 6 蜗壳内的压力分布

Fig.6 Pressure distribution in the helicoids cowl vortex



图 4 螺旋离心泵内压力分布

Fig.4 Pressure distribution in the helix centrifugal pump

图 7 是螺旋离心泵进口附近的速度分布。泵进口附近存在着速度环量，但是又有流向叶片的轴向速度（见图 7），可见螺旋离心泵具有一定的自吸作用，而且泵内又有低于泵进口压力的负压区，这与图 4 中的局部低压是相符的。从进口压力分布来看，压力从进口中心到壁面是升高的，主要原因是进口处（距叶片头部 20mm）流体受叶轮的扰动较大，在进口处形成了混合螺旋运动，进口处的流体受到离心力的作用。

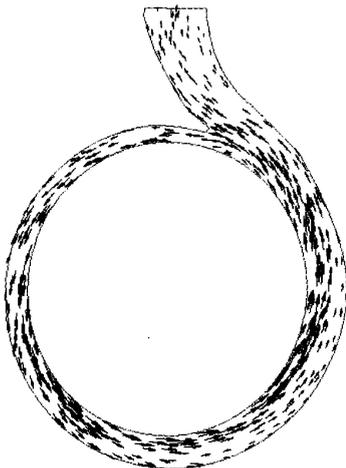


图 5 蜗壳内的速度分布

Fig.5 Velocity distribution in the helicoids cowl vortex
万方数据

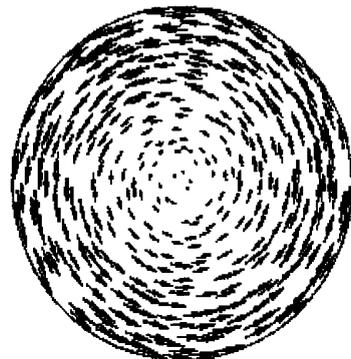


图 7 泵进口的速度分布

Fig.7 Velocity distribution at inlet of the pump

图 8 是螺旋离心泵在额定流量下进口处的速度分布。在进口叶片的工作面处，存在一个涡，这是低压区，这是因为进口处叶片的升角较小，对流体的做功少，流体获得的能量少，在设计时

应增加叶轮进口叶片的升角。存在涡的地方压力较低，这也与计算时未加入汽蚀模型有关，使得计算的最低压力低于水汽化时的压力，当压力低于水汽化时的压力时可理解为此处已发生汽蚀^[4]。同时，也可看出此处是最容易汽蚀的部位。

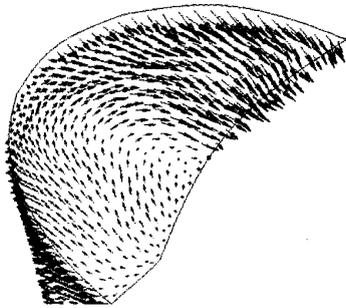


图8 工作面进口速度分布

Fig.8 Velocity distribution at inlet of the working face

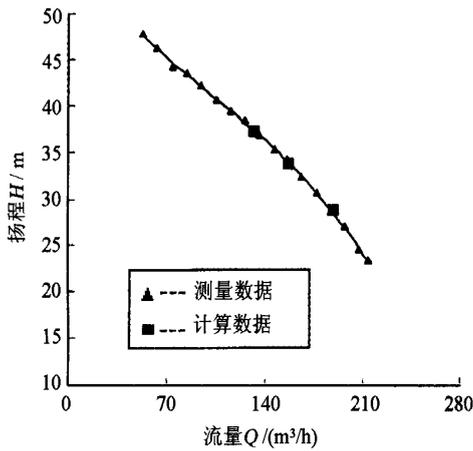


图9 螺旋离心泵的性能曲线

Fig.9 Performance curve of the helix centrifugal pump

图9是螺旋离心泵的计算值与测量值之间的关系图。计算值由下面的式子计算：

$$H = \left(\frac{\bar{p}_2}{\rho g} + \frac{\bar{v}_2^2}{2g} + Z_2 \right) - \left(\frac{\bar{p}_1}{\rho g} + \frac{\bar{v}_1^2}{2g} + Z_1 \right)$$

式中 H 为扬程； \bar{p}_1 、 \bar{p}_2 为进出口的平均压力； \bar{v}_1 、 \bar{v}_2 为进出口的平均速度； Z_2 为出口压力表中心距基准面的距离； Z_1 为进口压力表中心距基准面的距离； ρ 为流体的密度。

万方数据

从图9可以看出，在大流量情况下计算的扬程略有偏高，但是其计算值与测量值基本上吻合，可见多旋转坐标系模型适用于螺旋离心泵内部流场模拟。

图10是螺旋离心泵工作面压力分布。在最大半径处螺旋离心泵的静压力将近达到0.3MPa（见图11），这说明螺旋离心泵的压力主要是由螺旋段产生的，可见螺旋式叶轮能起到多级加能的作用。

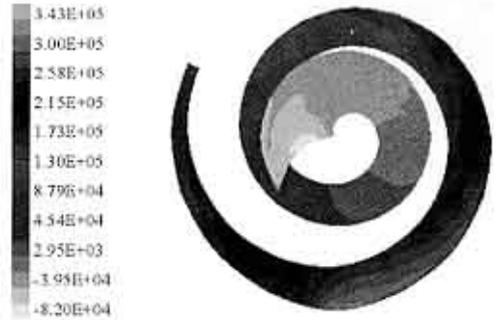


图10 螺旋离心泵工作面压力分布

Fig.10 Pressure distribution on the working surface of the helix centrifugal pump

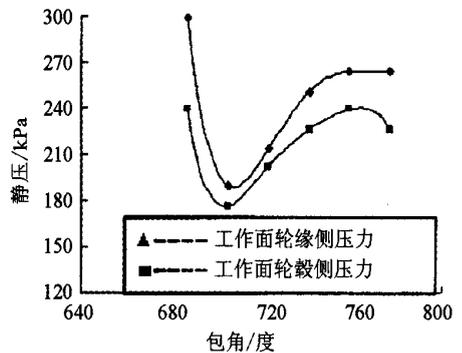


图11 离心段工作面压力分布

Fig.11 Pressure distribution of the working surface in the centrifugal segment

由图11也可看出，在最大半径处压力最大。在离心段，压力先减小而后增大，首先是因为从最大半径处开始离心段的半径是逐渐减小的，产生回流；其次是因为从螺旋段流出的流体与离心段做功流体的速度方向不同，混合时产生撞击损失，消耗了一部分能量；再次是因为离心段工作面径向距离短和叶片出口安放角小，这样离心段

产生的离心力就小于最大半径处的，对流体做功少。上升的原因是离心段流道的面积增大，速度降低，部分动能转化为压力能。

图 12 和图 13 是螺旋离心泵第七截面的速度和压力分布图。从速度分布来看，螺旋离心泵的矩形蜗壳类似于梯形蜗壳，有两个回流区。同时也可看出，进入蜗壳的流体既有切向速度又有径

向速度，因此肯定有冲击。所以蜗壳内流体的流动是混合螺旋运动，而混合螺旋运动必然引起能量的损失，降低螺旋离心泵的效率。从压力分布来看，沿着半径的增大压力增大，主要原因是进入蜗壳的流体速度比较大，进入后流道面积突增，速度能一部分转化为压力能，另一部分用于补偿能量损失，故出现了这种现象。

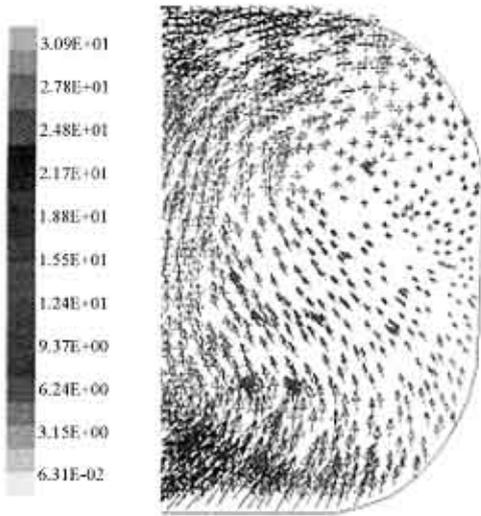


图 12 额定流量下第七截面的速度矢量分布

Fig.12 Velocity distributing on the seventh surface at rating mass flow rate

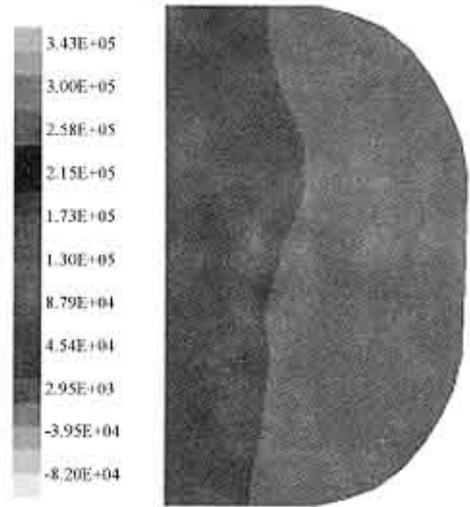


图 13 额定流量下第七截面的压力分布

Fig.13 Pressure distribution on the seventh surface at rating mass flow rate

3.3.2 间隙流数值模拟及分析

图 14 中的(a)和(b)是螺旋离心泵 $Q=165\text{m}^3/\text{h}$ 工况下轴截面的压力和间隙流分布，此截面距叶片离心段尾部的度数为 22.5° ，A 处的包角为 38.6° ，B 处的包角为 218.6° ，C 处的包角为 398.6° ，D 处的包角为 578.6° 。从间隙流来看，A、B 两处的流动方向是指向泵出口的，C、D 两处的流动是指向泵进口的。主要原因是流体在大气压的作用下进入叶轮，在叶轮内由于进口处的叶片升角小，对流体推力小，同时叶片占有一定的体积，导致叶片头部附近的过流断面面积小于泵进口断面面积，再加上叶片的作用，流体速度增加压力降低，所以在进口叶片工作面出现低压区，也就出现了 A、B 两处流向泵出口的间隙流；随着流体的继续进入，叶片对流体做功增加，工

作面的压力高于背面，流体由工作面向背面泄露，即由高压区流向低压区，所以出现了 C、D 两处的回流现象。

图 14 中的 (c) 和 (d) 是在 $Q=165\text{m}^3/\text{h}$ 工况 0.9mm 和 1.5mm 间隙下 C 和 D 两处的速度分布图，从图上可以看出，随着间隙的增大，回流明显增多（见 C 处），流动状况恶化，这是螺旋离心泵扬程降低的主要原因。但从试验结果来看， 0.9mm 间隙下的扬程影响较小，主要原因是间隙放大后，相当于通过吸入螺旋段的流量增大，液流对叶片的冲角减小，使得脱流程度减轻，所以其扬程影响不大。当间隙增大到 1.5mm 时，泄漏量明显加剧，所以扬程降幅较大。

实验表明，在合理间隙范围内，间隙的大小对螺旋离心泵的性能影响不大，但超过合理间隙

值,螺旋离心泵的性能明显恶化^[5]。

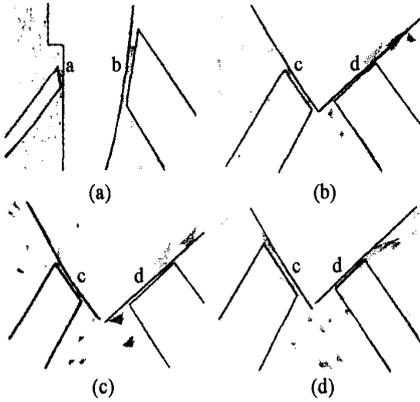


图 14 间隙流

Fig.14 Gap flow

4 结论

(1) 本文对三种工况下螺旋离心泵整机内部流场进行了数值模拟,并与实验结果进行了比较,表明使用 Fluent 软件可以有效预测螺旋离心泵的内部流场,这对工程实际有重要意义。

(2) 当叶轮外缘和吸入锥段之间的间隙大于合理间隙时,螺旋离心泵的工况明显恶化,建议设计可调节间隙的螺旋离心泵,使其在最优工况下工作。

(3) 螺旋离心泵叶轮流道内除局部低压外压力分布比较均匀,沿螺旋形流道逐步增加;流道内速度变化比较平缓,先增加而后又降低。

(4) 螺旋离心泵主要是通过其螺旋段提高螺旋离心泵的扬程。因此可在包角一定的情况下,增大螺旋段的包角;也可调整吸入螺旋体与叶轮外缘之间的间隙。

(5) 蜗壳内的内部流场比较复杂,明显是混合螺旋运动;叶轮进口处存在涡,在设计时应加以注意。

(6) 从计算结果和实验结果比较来看,用多旋转坐标系模型模拟螺旋离心泵整机稳定运行时的内部流场是非常合理的,但不能反映启动和停止时流场随时间的变化情况,要实现这一目的可使用滑动网格模型。

参考文献:

- [1] 李仁年,王丽晶.杂质泵的研究概况与发展趋势[J].水泵技术. 2001, (6):11-16.
- [2] 封俊.螺旋离心泵的研究现状与应用前景[J].水泵技术. 1992, (3):3-7.
- [3] Blanco-Marigorta, Eduarta. Numerical flow simulation in a centrifugal pump with impeller-volute interaction [J]. ASME 2000 fluids engineering division summer meeting. 2000, 1-6.
- [4] 唐辉,何枫.离心泵内部流场的数值模拟[J].水泵技术. 2002, (3):3-8.
- [5] 朱荣生.螺旋离心泵吸入螺旋体间隙对泵性能的影响[J].排灌机械. 1996, (4) 12-13.

(编辑:侯 早)