



泥泵水力性能动态特征的数值模拟分析

洪国军^{1,2,3}

(1. 中交上海航道勘察设计研究院有限公司, 上海 200120;

2. 航道疏浚技术交通行业重点实验室, 上海 200120; 3. 上海交通大学, 上海 200240)

摘要: 在使用滑移网格模拟分析新设计的HDP-263-50-130-4型泥泵时, 发现叶轮处于不同位置时, 同一转速和流量下, 泥泵的扬程、扭矩、效率均呈周期性的波动, 该波动近似于正弦函数, 各量波动幅度较大, 波动周期等于叶轮转过两相邻叶片的夹角所需的时间。对于该型号泵, 扬程的波动要领先力矩约0.21个波动周期, 效率的波动领先力矩约0.34个波动周期; 当叶轮的一个叶片转过蜗壳的第I断面, 且与此断面呈 16° 左右夹角时, 泥泵达到最高效率, 约为92%; 当叶轮的一个叶片转向蜗壳的第I断面且与其夹角约为 29° 时, 泥泵效率最低, 约为77%。经分析认为, 泥泵水力性能波动的主因是运动叶轮与静止蜗壳之间的动静干扰, 该干扰主要体现在叶轮相对蜗舌的位置的变化引起蜗舌周围流态的变化。

关键词: 泥泵; 数值模拟; 滑移网格; 周期性波动; 动静干扰

中图分类号: U 616^{+.6}

文献标志码: A

文章编号: 1002-4972(2012)12-0107-04

Numerical simulation of dynamic characteristics of dredge pump's hydraulic performance

HONG Guo-jun^{1,2,3}

(1. Shanghai Waterway Engineering Design and Consulting Co., Ltd., Shanghai 200120, China;

2. Key Laboratory of Waterway Dredging Technology, Ministry of Transport, PRC, Shanghai 200120, China;

3. Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200140, China)

Abstract: When simulating and analyzing the newly designed dredge pump HDP-263-50-130-4 with sliding meshes, we find that the pump head, shaft torque and hydraulic efficiency are all in periodic fluctuation although with same rotate speed and flowrate. The fluctuation could be approximated using a sinusoidal function whose amplitude is relatively large, and its period equals the time in which the impeller rotates through the angle of two adjacent blades. The fluctuation of pump head keeps a step of about 0.21 fluctuation period ahead torque, while the efficiency curve is ahead of torque about 0.34 periods. When a blade turns to section I of the volute with a 29° angle between them, the pump has a minimum efficiency of about 77%. And when this blade passes section I of the volute and makes an angle of about 16° with section, the pump presents a maximum efficiency of 92%. We draw the conclusion that the fluctuation of pump's hydraulic performances should be related to the interaction between the rotating impeller and static volute. And the interaction could be mainly presented by the variation of flow field around volute tongue due to different locations of blades relative to the tongue.

Key words: dredge pump; numerical simulation; sliding mesh; periodic fluctuation; interaction

泥泵是耙吸、绞吸挖泥船的“心脏”, 其性能直接关系到船舶施工效率和经济效益。荷兰IHC、美国GIW及澳大利亚WARMAN等几家公司都进行了大量研究, 开发了大量性能先进的泥泵

产品, 占据了世界泥泵市场的很大份额。

国内在泥泵研究方面起步晚、投入较少, 泥泵的设计制造水平与荷兰等发达国家还有一定的差距。为了满足国内疏浚业日益增长的需求, 笔

收稿日期: 2012-09-27

作者简介: 洪国军(1982—), 男, 博士研究生, 工程师, 主要从事疏浚工艺技术和设备的研究。

者于2009年设计开发了HDP-263-50-130-4型泥泵(文献[1]中定义为ZB258-130),并假定泥泵内流动为稳态过程,基于多参考系(MRF)方法对泥泵水力性能进行了预测分析^[1];之后的1:2.1物理模型的测试结果证明,该模拟预测的流量-扬程曲线、流量-效率曲线与模型试验结果是基本一致的^[2]。但是,大量的研究文献表明^[3-6],由于流体机械中的动叶片与静边界存在相对运动,使得它们之间在运动中存在动静干扰的问题,使其内部流动呈现为非定常的湍流特征。因此,用稳态过程的模拟分析结果来表征该泥泵的性能,可能存在一定的偏差。

为进一步研究该型号泥泵性能,笔者采用滑移网格技术和Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型,计算分析了该型号泥泵叶轮与蜗壳间的动静干扰问题,得出了泥泵在瞬态过程中的一些动态特征。

1 数值模拟方法

采用通用CFD软件FLUENT进行模拟计算,模拟对象为笔者设计开发的耙吸挖泥船专用HDP-263-50-130-4型泥泵,该泥泵进口直径1 300 mm,闭式叶轮,4片三维曲面叶片,其余具体的模型尺寸和构造见文献[1]。

在模拟计算中,假设为瞬态不可压缩湍流,采用有限体积法对基于雷诺平均的Navier-Stokes方程进行离散,最后用PISO算法求解。

泵内不可压缩流体的三维非定常湍流可以用雷诺平均动量方程描述:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial p}{\partial x_j} + \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i' u_j'}) \quad (1)$$

式中: ρ 表示流体密度, $-\rho \overline{u_i' u_j'}$ 表示雷诺应力。根据Boussinesq假设:

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \delta_{ij} \quad (2)$$

式中: μ_t 是湍动涡黏系数,它是湍动能 k 和湍流耗散率 ε 的函数。相比标准 $k-\varepsilon$ 模型,Realizable $k-\varepsilon$ 模型为湍动黏性增加了一个新的方程,为 ε 确定了新的输送方程。Realizable意味着模型可满足在雷诺

应力上的特定数学约束,符合湍流的物理特征。Realizable $k-\varepsilon$ 模型对于模拟旋转流动、强逆压梯度的边界层流动、流动分离和二次流有更好的表现。张淑佳等^[7]的比较分析结果表明,在 $k-\varepsilon$ 湍流模型中,Realizable $k-\varepsilon$ 模型的离心泵仿真结果与试验吻合最好。因此在本文的湍流模拟中,采用Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型。

Realizable $k-\varepsilon$ 模型由SHIH等人于1995年提出^[8],该模型的控制方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial(\rho u_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho \varepsilon (C_1 S - C_2 \frac{\varepsilon}{k + \sqrt{v \varepsilon}}) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (4)$$

式中: G_k 为平均速度梯度引起的湍动能; G_b 为浮力引起的湍动能; Y_M 为可压缩湍流中的波动扩张对耗散率的作用; C_2 和 $C_{1\varepsilon}$ 为常数; σ_k 和 σ_ε 分别是 k 和 ε 的湍动Prandtl数; S_k 和 S_ε 为用户定义的源项。

计算中,采用特定速度进口边界条件,进口的 k 和 ε 由下式给定,

$$\begin{cases} k_{in} = 0.005(u_{in}^2 + v_{in}^2 + w_{in}^2) \\ \varepsilon_{in} = 2C_{\mu} k_{in}^{3/2} / D \end{cases} \quad (5)$$

式中: D 为进口当量直径。在计算域出口,各速度分量及 k 和 ε 均取为第二类齐次边界条件。

在模拟叶轮的运动时,为计算非定常流动,本文采用了滑移网格方法。叶轮出口与蜗壳区用网格滑移的交界面处理通量的传递,从而实现叶轮与蜗壳的联合求解。

$k-\varepsilon$ 模型只适用于充分发展的紊流区,在壁面处受到限制,采用壁面函数法可解决这一问题。本文采用的是增强的壁面函数,该方法既可用于较粗的壁面函数网格,也可用于低雷诺数的细网格,可以同时保证两种情况下的模拟精度。

2 数值模拟结果

2.1 计算模型

首先采用三维建模软件SOLIDWORKS对HDP

-263-50-130-4型泥泵进行了三维结构建模，然后反求得到流道的模型。为了避免上下游边界的影响，对进出口进行了加长处理。在网格划分过程中，由于模型边界复杂，除进、出圆柱段采用结构化六面体网格以外，其余均采用多面体网格；同时，为提高模拟精度，叶轮区域采用了更精细的网格。划分好网格的模型如图1所示。

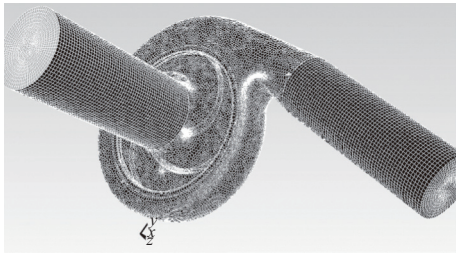


图1 计算域及其网格划分

空间离散方面，梯度采用基于单元的最小二乘法，压力项采用二阶格式，动量、 k 和 ε 采用二阶迎风格式；时间离散上采用二阶隐式。模拟计算中，叶轮以恒定转速181 r/min旋转，泥泵吸口为恒定流速5.86 m/s (28 000 m³/h)，时间步长取0.000 5 s，单个时间步的叶轮旋转角度为0.543°。为提高求解精度，所有量的迭代误差控制在10⁻⁵。

2.2 模拟结果

笔者模拟了0.4 s的泥泵运动过程，此过程中叶轮的转角为434.3°。考虑到叶轮的对称性以及计算过程的稳定性，选取0.2~0.4 s的数据进行分析。图2给出了叶轮相对于中轴线的力矩系数 C_m 以及泵的扬程 H 随时间的变化过程，图3给出了力矩系数 C_m 及泵的效率 η 随时间的变化过程。其中，力矩系数 C_m 为无量纲数，定义为：

$$C_m = Tl / (0.5\rho v^2 A) \quad (6)$$

式中： T 为泥泵轴扭矩，模拟计算中通过积分所有作用于叶轮外表面的力矩来求得；密度 ρ ，流速 v 和面积 A 均为计算过程中笔者设定的参考值。从图2和3可以看出， C_m 、 H 和 η 都基本上随时间呈正弦曲线变化，其波动周期可近似表示为：

$$T_{C_m/H/\eta} = T_p / Z \quad (7)$$

式中： T_p 为叶轮转动一周所需的时间； Z 为叶片数。如果定义叶轮转动到重复位置所需的时间为叶轮周期 T_l 的话，则 C_m 和 H 的变化周期基本上等于 T_l 。由于叶轮周期较短（本泥泵中 $T_l=0.083$ s），因

此在试验中虽然可观察到各物理量的波动，但很难精确地观测此变化过程。

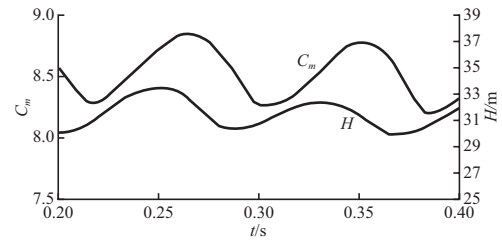


图2 力矩系数 C_m 以及泵的扬程 H 随时间的变化

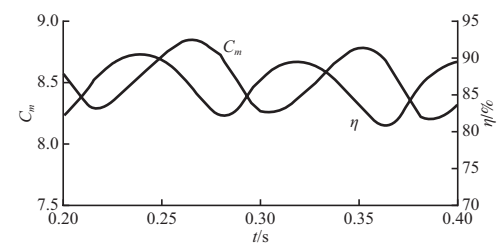
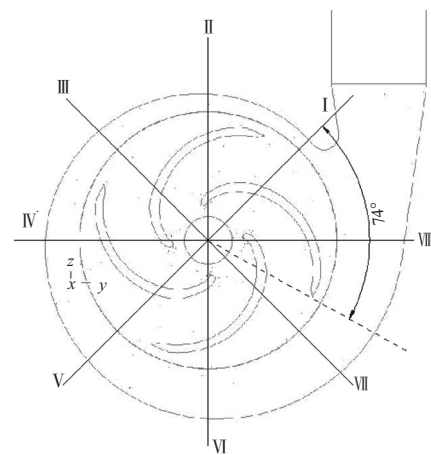


图3 力矩系数 C_m 及泵的水力效率 η 随时间的变化

从振幅上来看， C_m 的振幅约为平均值的3.5%， H 的振幅约为平均值的5.4%， η 的振幅约为平均值的4.9%。三者的波动幅度相对于一个连续运转的机械来说，均显得比较大。从相位上来看， H 要比 C_m 领先约0.21个周期，而 η 要比 C_m 领先约0.34个周期。

图4给出了泥泵达到最高效率点和最低效率点时叶轮所处的大致位置。从图中可以看出，当叶轮的一个叶片转过蜗壳的第Ⅰ断面，且与第Ⅰ断面呈16°左右夹角时，泥泵达到最高效率，约为92%；当叶轮的一个叶片转向蜗壳的第Ⅰ断面且与其夹角约为29°时，泥泵效率最低，约为77%；一个周期内的平均效率为86.3%，与模型试验结果^[2]基本吻合。



a) 最高效率

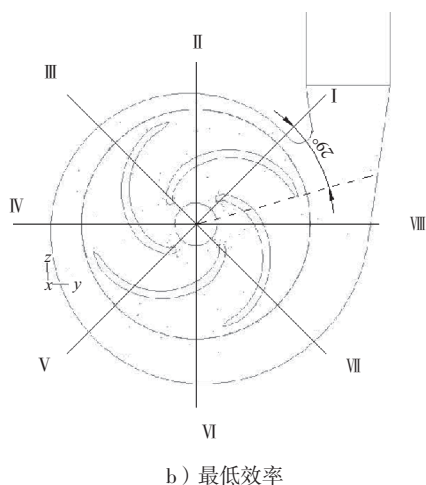
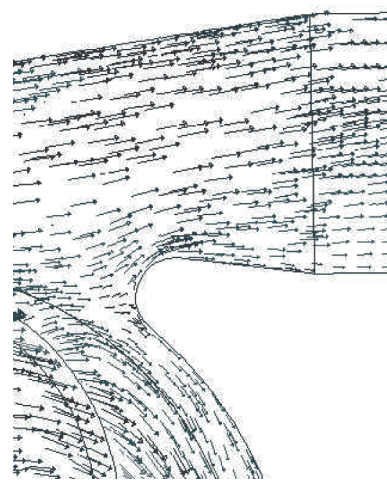


图4 泥泵达到最高效率和最低效率时叶轮的位置

分析结果认为，泥泵水力性能的波动与运动的叶轮与静止的蜗壳之间的动静干扰有关。图5给出了蜗壳对称面叶轮的最高效率位置和最低效率位置的流速分布。从图5可以看出，最高效率位置的叶片分布情况下，蜗舌附近的流态较好，蜗舌上的驻点更靠近蜗壳出口侧，分离后面向蜗壳出口的流动比较光滑，排口的分流比较大；而最低效率位置则可以明显看到蜗舌上的驻点下移，部分流体经过曲线流动绕过蜗舌进入泵排口的迹象非常明显，这导致排口的分流比减小，泵实现同样排量下的阻力增大，需要的扬程增加，效率降低。因此，可以认为，泥泵内动、静部件的干扰主要体现在蜗舌处，正由于叶片位置相对于蜗舌的距离不同，导致了泥泵扬程、轴功率和效率的波动。



b) 最低效率

图5 蜗壳对称面叶轮的最高效率位置和最低效率位置的流速分布

值得指出的是，在水力输送系统中，泥泵的实际工况点是其扬程-流量曲线及所处输送系统的管道阻力-流量曲线的交点。因此，当叶轮从最低扬程位置向最高扬程位置运动的时候，鉴于扬程逐步增加，输送系统流量必然增大以增加管道阻力，形成新的平衡，根据泵的扬程-流量曲线，扬程将随流量的增大而降低，故实际过程中扬程的波动幅度将小于模拟计算值。同样的，在系统波动-反馈的实际过程中，效率、轴功率等量的波动幅度也将低于模拟计算的预测值。

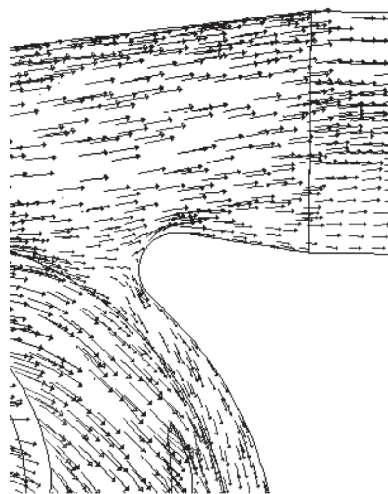
3 结论

1) 动叶片与静蜗壳之间的动静干扰导致泥泵的扬程、效率和轴功率均呈周期性变化，且波动幅度较大，因此用稳态过程的模拟分析结果来表征泥泵性能会带来一定的误差。

2) 该周期性变化过程可用正弦函数来近似，波动周期与叶轮转过两相邻叶片的夹角所需的时间基本相同，对于该型号泥泵，扬程的波动要领先力矩约0.21个波动周期，效率的波动领先力矩约0.34个波动周期。

3) 对于该型号泥泵，当某一个叶片刚转过蜗壳的第 I 断面，且与此断面呈16°左右夹角时，泥泵达到最高效率92%；而当此叶片即将到达蜗壳的第 I 断面且与其夹角约为29°时，泥泵效率最

(下转第125页)



a) 最高效率