

文章编号:0559-9350(2018)06-0678-09

## 泵站有压输水系统启动过程中蝶阀非定常流场研究

邹志超<sup>1</sup>, 王福军<sup>1,2</sup>, 王玲<sup>1</sup>

(1. 中国农业大学 水利与土木工程学院, 北京 100083;

2. 北京市供水管网系统安全与节能工程技术研究中心, 北京 100083)

**摘要:**蝶阀广泛应用于有压输水系统,其开启过程是输水系统启动运行的必经阶段。在开启过程中,阀板需按预定的规律在流场中做旋转运动,具有变压差变截面的特点。本文针对泵站加压输水系统,采用一维/三维耦合计算思路,对蝶阀上下游的管路段按准恒定假设基于伯努利方程、对蝶阀所在的三维流体域基于动网格策略,构建了蝶阀开启过程数值分析方法,提出了模拟计算的动态边界条件及数据更新方式,对蝶阀开启过程非定常特性进行了三维数值模拟。研究结果表明,当阀板转角由0°匀速增大至90°,管道流量在阀板转角0~45°范围内快速增长,在45°时达到额定流量的90%,之后流量增长速度变缓。阀板水力转矩呈先快增后慢减的变化趋势,最大水力转矩出现在阀板转角20°时。从蝶阀前后流场可以看出,在阀板下游具有从两个主涡到流线平顺的演化特征。该研究揭示了蝶阀开启过程中水力瞬变演化机理,为优化蝶阀设计和输水系统稳定运行提供了参考。

**关键词:** 泵站; 有压输水; 蝶阀开启过程; 流场演变

**中图分类号:** TV732.7; TV134.1

**文献标识码:** A

**doi:** 10.13243/j.cnki.slxb.20170872

## 1 研究背景

蝶阀在有压输水系统中广泛应用于流量调节<sup>[1]</sup>和系统启停控制<sup>[2]</sup>。蝶阀开启过程是输水系统启动运行的必经阶段,阀板按预定规律做旋转运动,状态从全关转至全开。该过程中,管路的过流流量从零逐渐增大,阀门内过流面积不断变化,阀门上下游的压力也不断变化,具有变压差变截面的特点。同时,对系统运行的流量、压力变化和安全性具有重要影响<sup>[3]</sup>。

有压输水系统分为重力自流输水和泵站加压输水。对于重力自流输水系统而言,用于控制系统启停的蝶阀,往往布置在下游水库前(见图1(a)),以避免关阀后在下游管路出现水柱分离<sup>[4]</sup>。对于泵站加压输水系统而言,蝶阀布置在离心泵后(见图1(b)),其开启过程是离心泵站启动运行的一部分,常发生于离心泵关阀启动之后<sup>[5]</sup>。在开阀过程中,蝶阀上游处泵的性能也将瞬时变化。因此,蝶阀上游的压力变化将更为显著。

为获得蝶阀开启过程中流动的演变特征,三维计算流体动力学(CFD)手段在近年被引入有压输水系统。现有关于蝶阀的数值模拟,多是针对阀板特定角度下的稳态流动分析<sup>[6-9]</sup>,即便是涉及阀板转动的瞬态分析,也多是在进出口恒定边界条件下进行的。如在对蝶阀开启过程的模拟中,文献[10]在计算域进口设置了恒定的总能、出口设置了恒定的静压;文献[11]则在计算域进口设置了恒定的流速。这些研究仅给出了特定条件下,阀板转动过程中流场的演变特征,尚不能揭示有压输水系统中蝶阀开启过程的流动演变特征。环绕阀板的流场瞬时演变情况,决定了阀板所受的水力转矩,对于蝶阀的开启操作而言,其瞬时转矩特性尤为重要,它是选择外部执行机构的重要因

收稿日期:2017-09-06;网络出版日期:2018-06-28

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.1882.TV.20180628.1056.002.html>

基金项目:国家自然科学基金项目(51779258, 51621061)

作者简介:邹志超(1989-),男,辽宁阜新人,博士生,主要从事水利工程研究。E-mail: firstpump@126.com

通讯作者:王福军(1964-),男,河北唐山人,博士,教授,主要从事水动力学与水力机械研究。E-mail: wangfj@cau.edu.cn

素之一<sup>[9]</sup>。在对中心对称蝶阀开启过程的模拟中,文献[11]采用恒定的进口流速、出口静压边界条件,结果表明随着阀板角度的增大,水力转矩是逐渐降低的。而文献[10]采用进口恒定的总能,出口恒定的静压边界,结果表明随着阀板角度的增大,水力转矩缓慢增大,约在 $70^{\circ} \sim 80^{\circ}$ 位置出现峰值,之后快速降低,至 $90^{\circ}$ 时约为零。由此可见,虽是开阀过程,但因应用场合的差异其水力转矩呈现不同的特点。而有压输水系统中,蝶阀开启过程中阀板水力转矩的演变特征尚不清楚。综上,对有压输水系统的开阀工况而言,建立蝶阀的三维流场的计算方法,明确蝶阀前后流场演化及阀板水力转矩演变特征,对工程设计和安全运行具有实际指导意义。

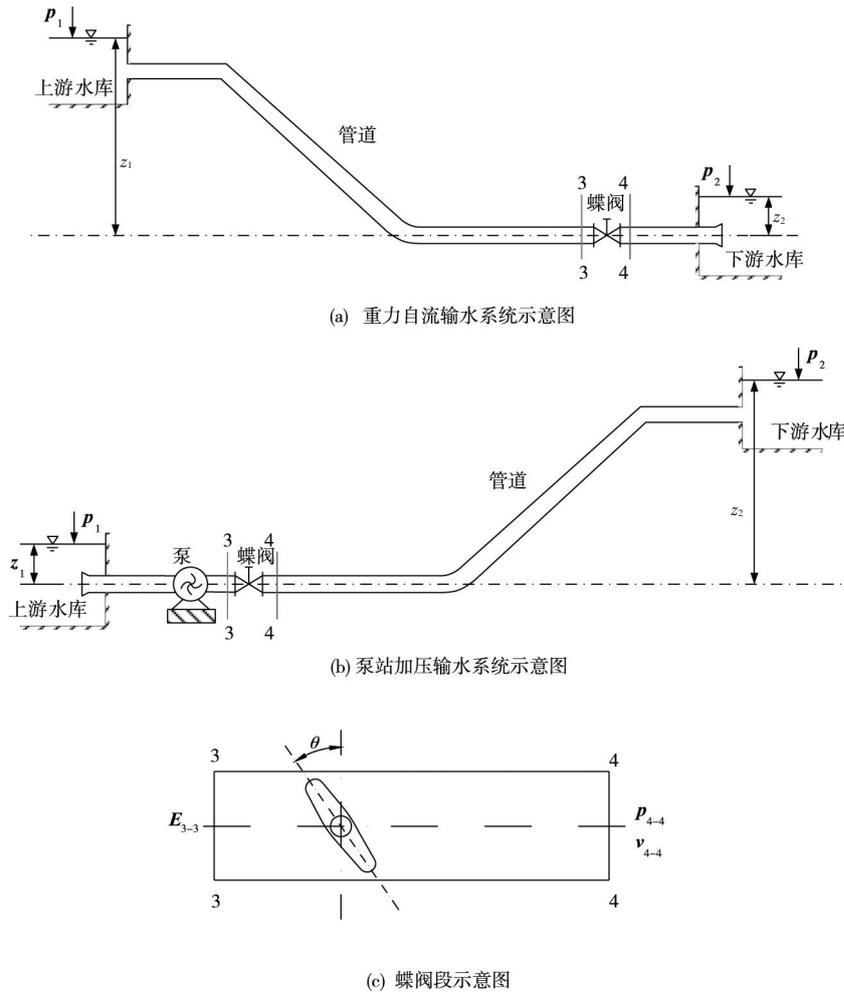


图1 有压输水系统及蝶阀段示意图

然而,三维数值模拟在计算域尺寸上受到约束。对数十公里长的整个输水系统进行三维建模是不可行的,通常只包括蝶阀及其上下游的一段管道(见图1(c))。对于有限计算域而言,随着阀板转动,其计算域进出口边界条件也是瞬时变化的,它对流场演化及阀板转矩具有重要影响。因此,该计算域进出口动态边界条件的给定是数值模拟的一个前提条件。本文采用一维/三维耦计算思路,建立蝶阀开启过程数值模拟方法,并针对某一泵站加压输水系统研究蝶阀开启过程中流场演变及蝶阀水力转矩变化情况。

## 2 计算方法的建立

**2.1 计算域** 为了采用一维/三维耦合思路研究蝶阀开启过程中流场及蝶阀外特性变化情况,构建三个既相互独立又相互联系的计算域。在图1中,以3-3断面和4-4断面为界,包含一个主计算域和两

个次计算域。其中，主计算域是三维计算域，包括蝶阀区域、阀前至少 $3D$ 长管道和阀后至少 $7D$ 长管道的流体域，即图1(c)的区域，从3-3断面至4-4断面。蝶阀三维计算域尺寸的选择，需考虑流动充分发展，应在保证进、出口边界断面上流速分布均匀的前提下尽可能小，以提高计算效率。流动受阀板转动影响，一般距离阀板较远的上游和下游流体的流动呈现很好的稳定状态，相反，离阀门较近的上游和下游流体流动的状态是紊乱的。据此，Huang等<sup>[6]</sup>曾给出上游 $2D$ 下游 $8D$ 的推荐方案。Jeon等<sup>[1]</sup>选用过上游约 $2D$ 下游约 $6D$ 的计算域。宋学官等<sup>[12]</sup>在蝶阀稳态特性的模拟中，选取较大的计算域尺寸，分析了不同管道位置横断面上流速分布的均匀性，发现在上游 $2D$ 下游 $8D$ 位置处，两者平均速率的误差小于 $0.01\%$ ，说明尺寸已完全满足模拟要求。这个计算域是实施三维流动瞬态计算的区域，将以CFD中的动网格法来模拟阀板的旋转动作。动网格法是用来解决由于流体域边界刚性运动引起的流体域形状随时间变化的流动问题的一种主要方法<sup>[13]</sup>，阀板作为流体域中的壁面边界，它的转动会改变流体域的形状。两个次计算域均是一维计算域，第一个次计算域指上游水库至阀门段进口端3-3断面，第二个次计算域指阀门段出口端4-4断面至下游水库。两个次计算域的建立，是为了基于一维水力学中的能量方程(伯努利方程)向主计算域提供动态边界条件。其中，第一个次计算域向主计算域提供蝶阀进口边界条件；第二个次计算域向主计算域提供蝶阀出口边界条件。

**2.2 准恒定动态边界条件** 一般开阀时间是由水锤计算确定的，以保证管网实现较平稳的水力过渡。为考虑这个过程中泵及管网对阀门流场影响，在平稳水力过渡的基础上，假设管路中流动是准恒定的，即当阀门区域过流量改变时，管路系统按这个流量恒定运行。蝶阀在开启前，阀板前后承受着较大压差。Zhao等<sup>[14]</sup>认为在研究由压差引起的瞬时流动问题时，进口采用总能、出口采用静压比较适合。在有关阀门的模拟中，进口总能、出口静压的边界，很多学者也有采用<sup>[8,15-16]</sup>。因此，本文针对前面确定的两个次计算域，即图1中上游水库至3-3断面，以及4-4断面至下游水库间区域，基于一维水力学中的能量方程，计算主计算域进口总能 $E_{3-3}$ 、出口静压 $p_{4-4}$ ，并以此作为主计算域的边界条件。

对于泵站加压输水系统而言(见图1(b))，在阀门开启前，阀门上游断面3-3的压力为泵的关死点压力，下游断面4-4的压力为下游水库的静水压力。图1中 $z_1$ 、 $z_2$ 为上、下游水库水位， $p_1$ 、 $p_2$ 为上、下游水库表面压力，通常情况下， $p_1$ 、 $p_2$ 取为大气压。Wu等<sup>[17]</sup>研究泵内流场在阀门开启过程中的演化特点时，将阀门开启过程用流量变化来等效，并不对其建立三维模型，可见这种用性能曲线代替水力机械的方法是可行的且具有高效率。为简化处理，假设在流量变化过程中，泵的扬程由特性曲线表示。从上游水库水面到断面3-3，根据能量方程(1)可获得断面3-3的总能 $E_{3-3}$ ：

$$E_{3-3} = \rho g \left( \frac{p_1}{\rho g} + z_1 + H - h_{f1} \right) \quad (1)$$

式中： $H$ 为泵扬程，是已知条件，可表示为流量的函数 $H=f(Q)$ 。而流量( $v_{4-4}$ 与管道截面积乘积)则根据上一时间步主计算域的计算结果获得，初始时流量为零。 $h_{f1}$ 为上游水库水面至断面3-3的水力损失。

从下游水库水面到断面4-4，根据能量方程(2)可获得断面4-4的静压 $p_{4-4}$ ：

$$p_{4-4} = \rho g \left( \frac{p_2}{\rho g} + z_2 - \frac{v_{4-4}^2}{2g} + h_{f2} \right) \quad (2)$$

式中： $h_{f2}$ 为断面4-4至下游水库的水力损失； $v_{4-4}$ 为阀门出口断面4-4处的流速，它是上一时间步主计算域流场的求解结果，其初始值为0。

这里的水力损失是指次计算域(除三维计算域外管路段)的水力损失，包括沿程损失和局部损失。对于圆管有压流动，沿程损失可由达西-威斯巴哈公式进行计算，局部损失可根据管线的布置特征按沿程损失的百分之 $k$ 计算，故水力损失可由公式(3)算出：

$$h_f = (1 + k\%)\lambda \frac{l}{d} \frac{v_{4-4}^2}{2g} \quad (3)$$

式中： $\lambda$ 为沿程阻力系数，取常数。 $d$ 为管道直径， $l$ 为管路长度。

联立式(1)、式(2)和式(3)即可建立泵站加压输水系统主计算域的准恒定动态边界条件。对于重力自流输水系统而言(见图1(a))，可按类似方法建立主计算域的准恒定动态边界条件。

**2.3 数据更新方式** 数据更新方式包括边界数据交换、耦合求解顺序、以及计算流程三方面。

**2.3.1 边界数据交换** 由于主计算域与次计算域是独立计算的，两者之间仅通过边界数据交换建立联系。由于一维水力学计算的边界是点，而三维CFD求解的边界则是面，两者间的数据传递需要“维数缩放”，即考虑不同维度之间传递时要保证参数守恒及耦合界面上参数分布的合理性<sup>[18]</sup>。Avdyushenko等<sup>[19]</sup>对耦合计算中边界条件的选取进行了说明，流量、压力是沟通两侧计算的桥梁。耦合一侧的边界有两种情形，接收流量传递压力，或者接收压力传递流量，而另一侧正好与之相反。一般流量需要考虑守恒性，压力需要考虑分布特点，通常边界面的压力按均匀分布考虑。本研究中，一维数据接收的是流量，它是由三维计算结果传递而来，应考虑流量的守恒性，需要对边界面上的、每个网格单元中心的流量数据进行求和，再传给一维水力学计算；而三维数据接收的是压力，需要将一维节点的压力值赋给边界面上的、每个网格单元的中心。在忽略重力影响，以及2.1节中计算域尺寸保证边界面上物理量分布均匀的基础上，这里假设每一个网格单元中心的压力值相等。

**2.3.2 耦合求解顺序** 由于开阀过程中，流量从零逐渐增大，本文采用如图2所示的顺序耦合算法。首先进行三维CFD计算，图中时间步长 $\Delta t$ 内的小竖线，代表若干次的迭代数。计算后将CFD计算得到的流量结果作为边界条件，施加到一维水力学进行计算，一维水力学计算得到水力损失后，将结果( $E_{3-3}$ 、 $p_{4-4}$ )作为边界条件返回三维CFD计算，如此反复进行，直到三维计算结束。图中序号表明了耦合求解的顺序。

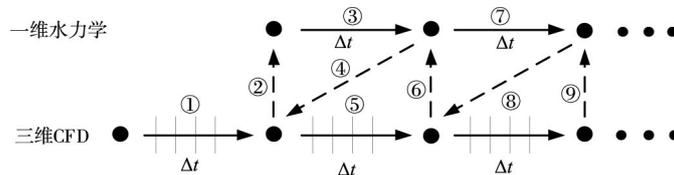


图2 顺序耦合算法示意图

**2.3.3 计算流程** 假定阀门开启时间为 $t_{open}$ ，计算总时间为 $t_{com}$ ，采用Fluent中的用户自定义功能UDF<sup>[20]</sup>来实现计算网格及边界条件的更新。图3为计算流程图，其中虚线框表示对次计算域的计算，其余为对主计算域的计算。首先对主计算域三维流场进行初始化，需指定阀板上、下游侧压力及流场的初始速度(一般为0)；接着进行时步判断；进行基于UDF的网格更新；进行三维流场计算；获得结果后为次计算域提供边界条件，进行一维水力学计算，再将结果传递给三维边界，作为主计算域下一时步的边界条件；然后再重复上述过程进行蝶阀计算。

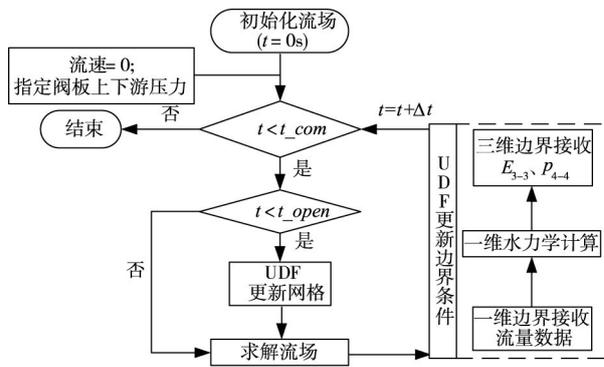


图3 计算流程图

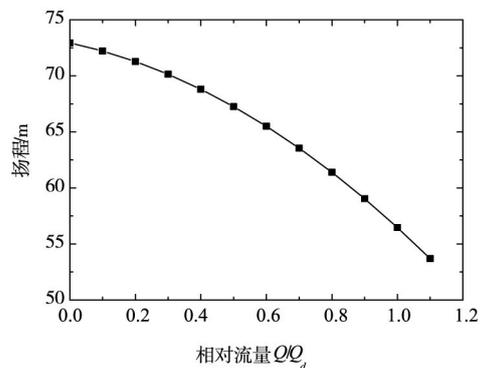


图4 离心泵扬程曲线

### 3 研究对象及计算模型

**3.1 研究对象** 本文选择图1(b)所示的泵站加压输水系统进行蝶阀启动过程分析。已知蝶阀公称直径为1.40 m，蝶阀上游处离心泵设计流量为3.75 m<sup>3</sup>/s，流量扬程曲线如图4所示， $Q_R$ 为相对流量，扬程表达式为 $H = -10.209Q_R^2 - 6.2668Q_R + 72.944$ (m)。沿程阻力系数 $\lambda$ 为0.02。假定蝶阀阀板转角 $\theta$ 在25.0 s内由0°匀速转到90°。

**3.2 网格划分** 针对阀板所在的主计算域进行基于动网格的网格划分。阀板运动属于大角度的转动，需用到网格重构和网格光顺算法，故该区域内体网格需为四面体网格。动网格域指计算过程中网格变化的区域，为阀板中心上下游各1.40 m。并通过交界面与上下游管路连接，上游管路长2.80 m，下游管路长8.40 m。图5为计算域网格。最终所用网格类型及单元数为：上游段六面体网格约8万，动网格域四面体网格约110万，下游段六面体网格约24万。

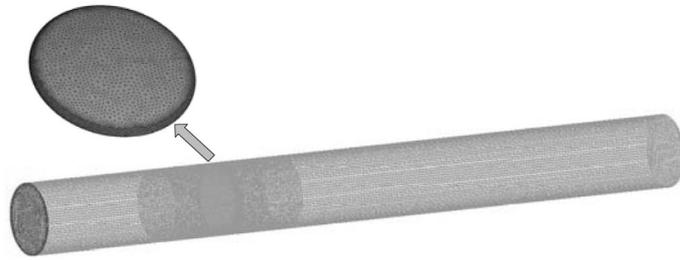


图5 计算域网格示意图

**3.3 边界条件** 代入水库水位、泵扬程后，主计算域进口总能 $E_{3-3}$ 和出口静压 $p_{4-4}$ 分别见式(4)和式(5)。其中 $t=0$ 时， $Q_R=0$ 。每一时间步， $Q_R$ 为上一步时间步流场计算结果出口断面4-4的流量与泵额定流量的比值。

$$E_{3-3} = -99973.884Q_R^2 - 61367.837Q_R + 268584.356(\text{Pa}) \quad (4)$$

$$p_{4-4} = 5508.989Q_R^2 + 101325(\text{Pa}) \quad (5)$$

**3.4 求解设置** 管道表面及阀板表面，设置为无滑移壁面。通过UDF指定阀板转动规律。计算前，按式(4)和式(5)中 $t=0$ 时的值，对阀板上游和下游区域给定静压，全计算域速度为零来初始化。本文采用RNG  $k-\varepsilon$ 湍流模型，由于其在求解高曲率和弯曲条件下的流动具有明显优势<sup>[21]</sup>。速度-压力的耦合计算采用PISO算法，时间项的离散格式采用一阶隐式，对流项采用二阶迎风格式离散，扩散项采用中心差分格式离散。阀门开启时间 $t_{open}=25.0$  s，计算总时间 $t_{com}=27.5$  s，根据网格尺寸及开启时间，综合考虑选择时间步长为0.005 s。各项残差设置为 $1.0 \times 10^{-4}$ ，每个时间步长内的最大迭代步数设置为40。

## 4 结果及分析

**4.1 外特性** 图6为蝶阀流量和计算域进出口动态压力边界随着时间变化的计算结果。从图中可见，流量在阀板转角0~45°变化过程中快速增长，在45°时达到额定流量的90%，之后增长缓慢，流量的增长滞后于阀板转角的变化，在达到最大转角前，流量已基本趋于稳定。这与Cui等<sup>[3]</sup>在球阀开启过程中获得的流量增长趋势一致。需要说明的是，本文计算得到的流量无须提前通过试验提供流量系数或阻力系数。

水力转矩是由阀板表面的受力特征决定的，它是作用在阀板表面每个网格单元上的力对转轴产生力矩的积分。阀板水力转矩变化曲线如图7所示。由图可见，曲线呈现先增后减，且增加的速率比减少的快。转矩在5.58 s(阀板转角近似为20°)出现最大值，为7982.4 N·m。

**4.2 流场演化** 图8为阀板0~90°开启过程中每隔10°绘制的纵剖面和横剖面流场的演变过程。从纵

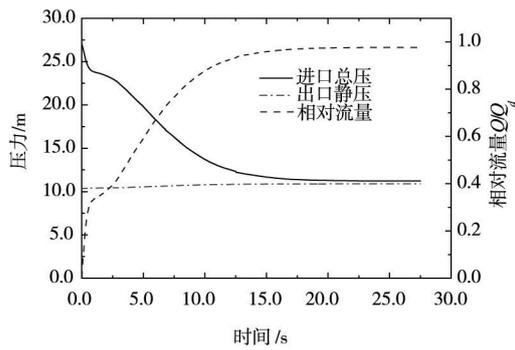


图6 过流流量和进出口压力

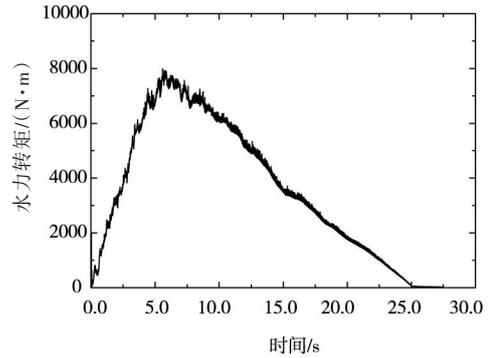


图7 阀板水力转矩变化曲线

剖面流线图可见,在阀板转角为 $10^\circ$ 时,阀板下游处,存在两个转动方向相反的漩涡,上下分布,上面的漩涡呈顺时针,与阀板转动方向相反,下面的漩涡呈逆时针,与阀板转动方向相同。阀板角度增大至 $20^\circ$ 位置时,阀板下游处上部的漩涡尺度增大,下部漩涡在管轴线方向被拉伸,在垂直方向上被压缩。至 $30^\circ$ 位置时,上部漩涡进一步增长,下部漩涡基本消失。整体上,阀板下游处存在一个漩涡,其转动方向为顺时针,与阀板转动方向相反。至 $40^\circ$ 位置时,这个漩涡的尺度也在不断减小,至 $50^\circ$ 位置时,该漩涡也基本消失。之后,流场中只是因阀板位置变化导致流线方向的改变,随着阀板角度继续增大,流线逐渐平顺。从其横剖面流线图可见,流场整体上也呈现出由两个转动方向相反的漩涡向流线平顺的演变过程,但漩涡演变状态比纵剖面混乱,小尺寸的涡比较多。

图9为阀板 $0\sim 90^\circ$ 开启过程中每隔 $10^\circ$ 绘制的阀板表面及纵剖面压力场的演变过程。从图中可

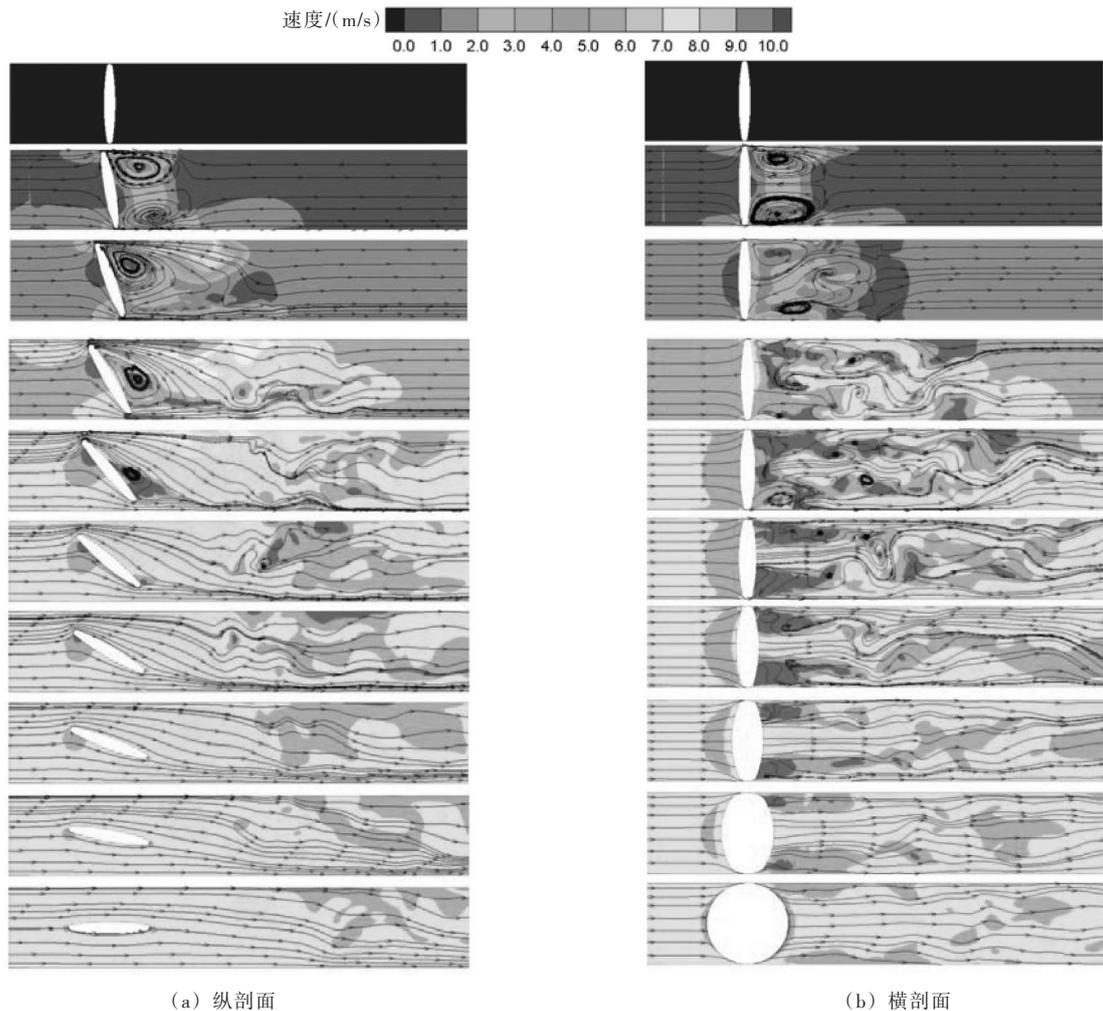


图8 流场演变过程

见，阀板上游压力在 0 ~ 50°变化范围内快速减少，而下游压力变化较平缓。这主要是受到蝶阀上游处泵扬程随流量变化的影响。可见，对于泵站加压输水系统而言，在开阀过程中，离心泵性能的改变对阀门内部流场具有重要影响。

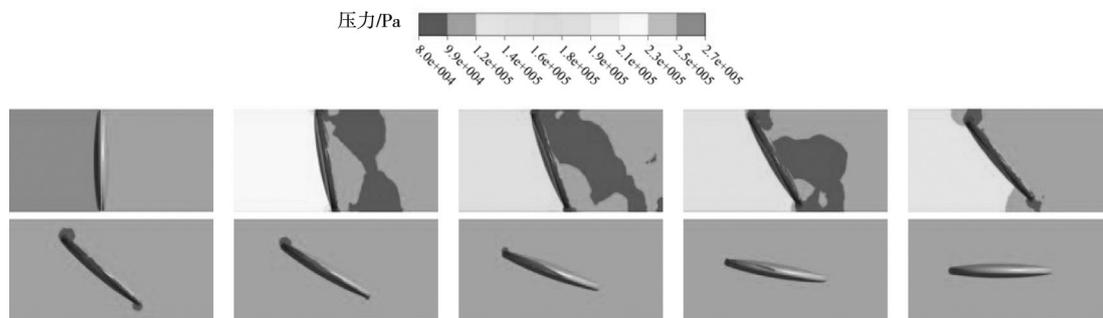


图9 压力场演变过程

**4.3 水力转矩与流场演化的关系** 环绕阀板的流场瞬时演变情况，决定了阀板所受的水力转矩。为了分析转矩与流场演化的关系，建立阀板表面均一化力矩参数 $\tilde{T}_i$ ：

$$\tilde{T}_i = \frac{T_i}{A_i} \quad (7)$$

式中： $T_i$ 为阀板表面网格单元*i*所受的压力对转轴产生的力矩； $A_i$ 为网格单元*i*的面积； $\tilde{T}_i$ 为阀板表面网格单元*i*所受的单位面积上的力矩，可直观反映阀板不同区域对整体转矩的贡献。

图 10 为阀板 0 ~ 90°开启过程中每隔 10°绘制的阀板表面局部均一化力矩演变过程。转轴中线将阀板四等分后，A、C 区域的力矩为顺时针方向；B、D 区域的力矩为逆时针方向。由图可见，阀板表面各区域转矩主要受到两方面影响，即阀板表面压力变化和阀板转角变化。转矩的合成则主要看四个区域绕转轴分布的对称性。在 0 ~ 30°之间，由于阀板前后压差较大，A、B 区域的转矩远大于 C、D 区域，但 A、B 之间以及 C、D 之间的对称性使得转矩又相互抵消一部分。在 40 ~ 90°之间，阀板前后压差变小，各区域转矩大小分布基本相同。

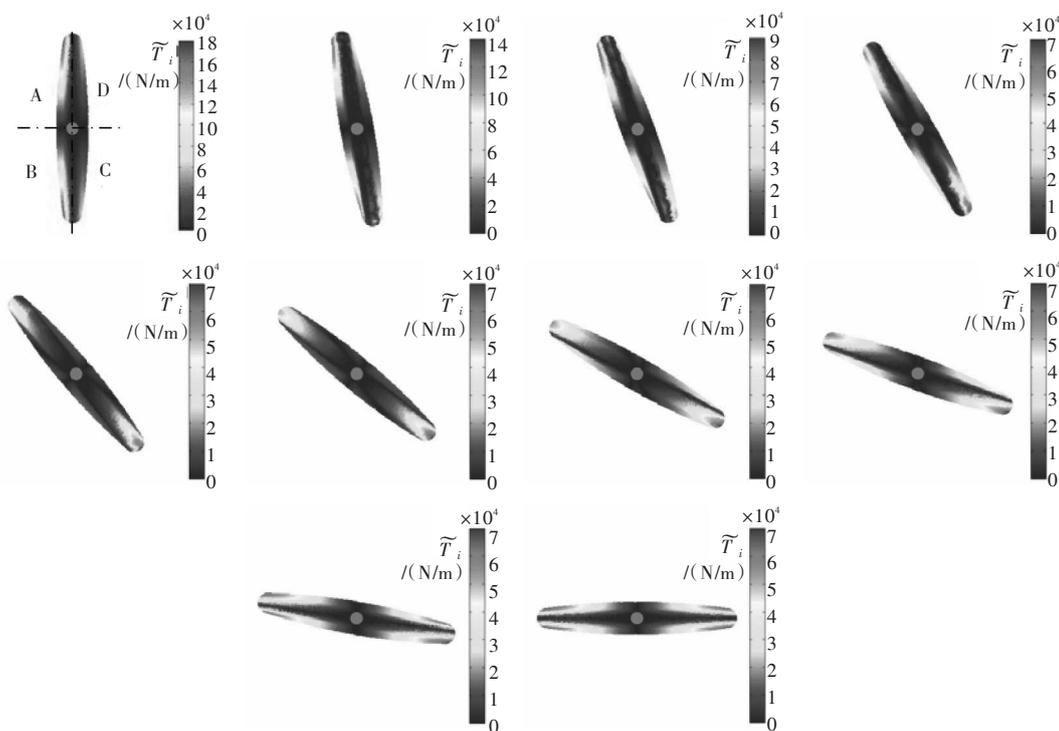


图 10 阀板表面局部均一化力矩演变过程

在阀板从0~90°变化过程中,由于阀板位置改变,其表面不同位置所受的压力开始变化。压力变化是因绕阀板的流动演变导致的。在10°位置时,阀板下游侧呈现出两个上下分布的漩涡,阀板C、D两侧压力变化不大,因此其转矩略有增大。至20°位置时,阀板下游侧上部漩涡增大,下部漩涡拉伸压缩,由图10中20°位置可见,其阀板下游侧C、D区域 $\tilde{T}_i$ 分布的对称性恶化,结合图9可见,阀板下游侧表面压力分布的对称性最差(D区域压力明显小于C区域),因此所受水力转矩最大。随着流场的演变,至30°位置时,阀板下游侧形成一个主涡结构,其阀板下游侧(C、D区域)压力分布的对称性有所恢复,故水力转矩逐渐减小。随着阀板角度不断增大,阀板表面压力分布的对称性逐渐改善,水力转矩逐渐降低直至为零。

## 5 结论

本文针对有压输水系统开阀启动过程,建立了蝶阀内部三维数值分析方法。进一步,以泵站加压输水系统为例,结合动网格方法,对一个蝶阀的开阀过程进行了三维数值模拟。主要结论如下:

(1)建立了蝶阀开阀过程数值分析方法。该方法引入了一维/三维耦合分析思路,在蝶阀所在的区域实施三维CFD计算,在蝶阀前后的管道实施一维水力学计算,两个计算过程交替进行,为对方提供边界条件,从而实现界面数据的解耦,为有效进行蝶阀三维非定常流动分析提供了新的解决方案。

(2)获得了蝶阀开阀过程中外特性及内流场的演变特征。在外特性方面,流量在阀板转角0~45°范围内快速增长,在45°时达到额定流量的90%,之后增长速度变缓。阀板水力转矩呈先快增、后慢减的变化趋势,在阀板转角20°时出现最大值;内流场方面,管道纵剖面流场的宏观演化特征呈现出:从阀后上下分布的两个转动方向相反的漩涡、到一个与阀板转动方向相反的漩涡、到漩涡缩小消失、到流线平顺的演变特征。

(3)建立了阀板表面均一化力矩参数,建立了阀板水力转矩与阀板表面压力分布及下游侧流场演化的关系。随着阀板下游侧出现两个上下分布的漩涡到上部漩涡增大、下部漩涡拉伸压缩,其阀板表面压力分布的对称性逐渐恶化,阀板水力转矩逐渐增大。随着两个漩涡变成一个漩涡直至流线平顺的过程,流场逐步光滑,阀板表面压力分布的对称性逐渐改善,阀板水力转矩逐渐变小,直至为零。

## 参 考 文 献:

- [ 1 ] JEON S Y, YOON J Y, SHIN M S . Flow characteristics and performance evaluation of butterfly valves using numerical analysis[C]//IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2010, 12(1): 012099 .
- [ 2 ] 施家宝 . 大口径液控蝶阀在闽江调水工程中的应用[J] . 水利科技, 2012(2): 22-24 .
- [ 3 ] CUI B, LIN Z, ZHU Z, et al . Influence of opening and closing process of ball valve on external performance and internal flow characteristics[J] . Experimental Thermal & Fluid Science, 2016, 80: 193-202 .
- [ 4 ] 罗浩, 张健, 蒋梦露, 等 . 长距离高落差重力流供水工程的关阀水锤[J] . 南水北调与水利科技, 2016, 14(1): 131-135 .
- [ 5 ] 王福军 . 水泵与水泵站[M] . 2版 . 北京: 中国农业出版社, 2011 .
- [ 6 ] HUANG C, KIM R H . Three-Dimensional Analysis of Partially Open Butterfly Valve Flows[J] . Journal of Fluids Engineering, 1996, 118(3): 562-568 .
- [ 7 ] YOUNGCHUL P, SONG X . Numerical Analysis of Large Diameter Butterfly Valve[M]//Advances in Computational Algorithms and Data Analysis . Springer Netherlands, 2009: 349-363 .
- [ 8 ] VAKILI-TAHAMI F, ZEHSAZ M, MOHAMMADPOUR M, et al . Analysis of the hydrodynamic torque effects on large size butterfly valves and comparing results with AWWA C504 standard recommendations[J] . Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(9): 2799-2806 .
- [ 9 ] TORO A D, JOHNSON M C, SPALL R E . Computational fluid dynamics investigation of butterfly valve performance factors[J] . Journal American Water Works Association, 2013, 107(5): E243-E254 .

- [ 10 ] WANG L, SONG X G, PARK Y C . Dynamic analysis of three-dimensional flow in the opening process of a single-disc butterfly valve[J] . Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2010, 224(2): 329-336 .
- [ 11 ] WANG X D, DONG J L, WANG T . Numerical study of large diameter butterfly valve on flow characteristics[J] . Advanced Materials Research, 2011, 236-238: 1653-1657 .
- [ 12 ] 宋学官, 汪林, 姜正浩, 等 . 蝶阀流动特性的数值模拟及分析[J] . 流体机械, 2008, 36(5): 25-29 .
- [ 13 ] BLANCO A M, ORO J M F . Unsteady numerical simulation of an air-operated piston pump for lubricating greases using dynamic meshes[J] . Computers & Fluids, 2012, 57(4): 138-150 .
- [ 14 ] ZHAO W, NIELSEN T K, BILLDAL J T . Effects of cavity on leakage loss in straight-through labyrinth seals[C]// IOP Conference Series Earth and Environmental Science, 2010, 12(1): 012002 .
- [ 15 ] SAHA B K, GANGOPADHYAY T, SANYAL D . Pilot-dynamics coupled finite-volume analysis of main flow transients through a pneumatic pressure-regulating valve[J] . Journal of Dynamic Systems Measurement & Control, 2015, 138(2): 021008 .
- [ 16 ] YUAN X J, GUO K H . Modelling and analysis for a pilot relief valve using CFD method and deformation theory of thin plates[J] . Science China Technological Sciences, 2015, 58(6): 979-998 .
- [ 17 ] WU D, PENG W, LI Z, et al . The transient flow in a centrifugal pump during the discharge valve rapid opening process[J] . Nuclear Engineering & Design, 2010, 240(12): 4061-4068 .
- [ 18 ] 王鹏, 邹正平, 周志翔 . 适用于不同维度耦合的数值模拟方法研究[J] . 工程力学, 2013, 30(1): 400-406 .
- [ 19 ] AVDYUSHENKO A Y, CHERNY S G, CHIRKOV D V, et al . Numerical simulation of transient processes in hydroturbines[J] . Thermophysics & Aeromechanics, 2013, 20(5): 577-593 .
- [ 20 ] 江帆, 黄鹏 . Fluent高级应用与实例分析[M] . 北京: 清华大学出版社, 2008 .
- [ 21 ] 王福军 . 流体机械旋转湍流计算模型研究进展[J] . 农业机械学报, 2016, 47(2): 1-14 .

## Study on unsteady flow field of butterfly valve in startup process of pressure-driven water diversion system in pumping station

ZOU Zhichao<sup>1</sup>, WANG Fujun<sup>1, 2</sup>, WANG Ling<sup>1</sup>

(1. College of Water Resources & Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China;

2. Beijing Engineering Research Center of Safety and Energy Saving Technology for Water Supply Network System, Beijing 100083, China)

**Abstract:** Butterfly valves are widely used in pressure-driven water diversion systems. The opening process of the valve is a necessary stage for the system operation. In this process, the valve disc rotates in the flow field according to prescribed law, which will induce the variable-pressure and variable-section transient flow. In this study, based on the quasi-constant assumptions and Bernoulli equation for the pipe sections upstream and downstream of the butterfly valve, and the dynamic grid strategy for the 3D fluid domain, a numerical method for simulating the butterfly valve opening process is presented. This method combines the one dimensional and three dimensional calculations. The dynamic boundary conditions and data updating scheme used for simulation are proposed. The three dimensional numerical simulations of unsteady characteristics of butterfly valve opening process are carried out. The results show that the flow rate increases rapidly and runs up to 90 % of the rated flow with the valve disc angle varying from 0° to 45°, and then increases slowly with the disc angle increasing from 45° to 90°. The hydraulic torque of the valve disc increases rapidly and then decreases slowly, and the maximum value of hydraulic torque appears when the disc angle is 20°. It can be found that the downstream flow field of the valve disc has specific evolution characteristics, which show the transformation from two main vortices to smooth streamline. This study reveals the mechanism of hydraulic transient change during the opening of butterfly valve. The results could be used to direct optimization design of butterfly valve and stable operation of water supply system.

**Keywords:** pumping station; pressure-driven water diversion system; opening process of butterfly valve; evolution of flow field

(责任编辑: 杨 虹)