

# 3800-15300 预制泵站流场 CFD 分析报告

委托人:江苏舜工机械有限公司



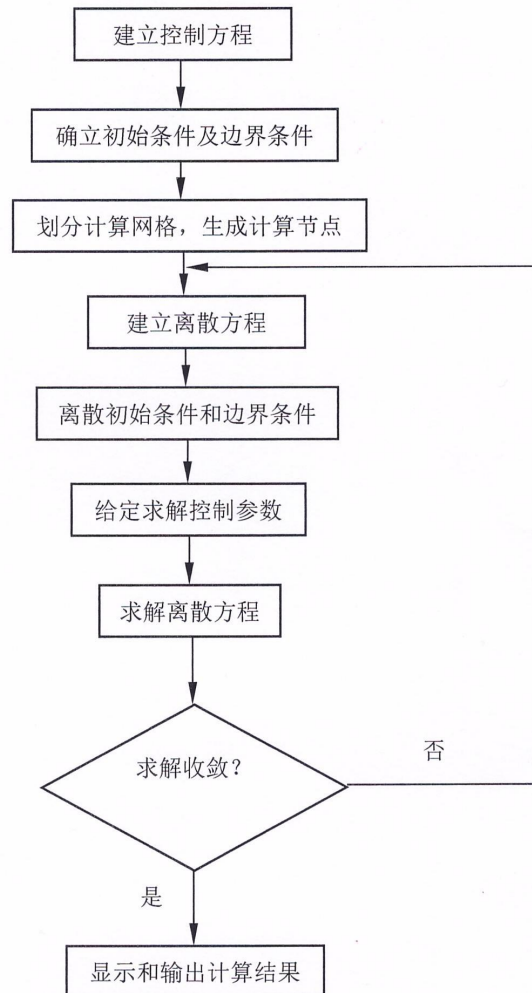
江苏大学镇江流体工程装备技术研究院

国家水泵及系统工程技术研究中心



2019 年 3 月

## CFD 求解过程



### 一、控制方程的建立

#### 1.1、连续方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \left[ \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] = 0 \quad (1)$$

#### 1.2、动量方程

$$\begin{cases} \frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u V) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \\ \frac{\partial (\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v V) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \\ \frac{\partial (\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w V) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \end{cases} \quad (2)$$

### 1.3、能量方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[ \rho \left( e + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[ \rho \left( e + \frac{V^2}{2} \right) V \right] &= \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left( K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( K \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( K \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ &- \frac{\partial (up)}{\partial x} - \frac{\partial (vp)}{\partial y} - \frac{\partial (wp)}{\partial z} + \frac{\partial (u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial (u\tau_{yx})}{\partial y} \\ &+ \frac{\partial (u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial (v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial (v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial (v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial (w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial (w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial (w\tau_{zz})}{\partial z} + \rho f \cdot V \end{aligned} \quad (3)$$

### 1.4、湍流模型

#### Shear-stress transport

模型是一种二方程线性涡粘性模型，简称 SST 模型。SST 模型是一种分区模型：在边界层的粘性底层和对数律层采用  $k-\omega$  模型，在边界层的亏损律层采用  $k-\omega$  模型和  $k-\epsilon$  模型的混合，在自由剪切层中采用  $k-\epsilon$  模型；相对于传统的涡粘性系数方程，SST 模型还对其进行了修正以改进该模型在逆压力梯度流动中的预测性能。

Menter 在 1994 年对分区的实现是通过两种模型的混合来进行的：

首先，给出原始的  $k-\omega$  模型的运输方程：

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j k) = t_{T\bar{y}} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \beta^* \bar{\rho} \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\tilde{\mu} + \sigma_{k1} \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j \omega) = \frac{\gamma_1}{\nu_T} t_{T\bar{y}} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \beta_1 \bar{\rho} \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\tilde{\mu} + \sigma_{\omega 1} \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right]$$

接着，将标准的高 Reynolds 数  $k-\epsilon$  模型的运输方程转换为  $k-\omega$  运输方程：

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j k) = t_{T\bar{y}} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \beta^* \bar{\rho} \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\tilde{\mu} + \sigma_{k2} \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j \omega) = \frac{\gamma_2}{\nu_T} \bar{\rho} t_{T\bar{y}} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \beta_2 \bar{\rho} \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\tilde{\mu} + \sigma_{\omega 2} \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2 \bar{\rho} \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

然后，将原始的  $k-\omega$  模型的运输方程乘以混合函数  $1F$ ，将标准的高 Reynolds 数  $k-\epsilon$  模型转换成的  $k-\omega$  运输方程乘以混合函数  $(11-F)$ ，再将二者相加，得到 SST 模型的  $k-\omega$  运输方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j k) = t_{T\tilde{v}} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \beta^* \bar{\rho} \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\tilde{\mu} + \sigma_k \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j \omega) = \frac{\gamma}{\nu_T} t_{T\tilde{v}} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \beta \bar{\rho} \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\tilde{\mu} + \sigma_\omega \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \gamma(1-F_1) \bar{\rho} \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

其中的混合函数  $F_1$  在边界层的底层和对数律层等于 1，在尾流区中逐渐变化到 0（其中  $y$  为离最近壁面的距离）。

混合函数方程为：

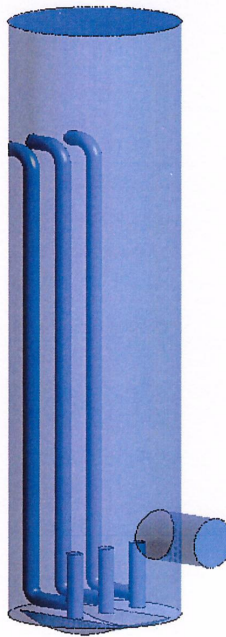
$$F_1 = \tanh(\arg_1^4)$$

$$\arg_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}, \frac{4\bar{\rho}\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right) \right]$$

$$CD_{k\omega} = \max \left( 2\bar{\rho}\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right)$$

#### 计算域生成

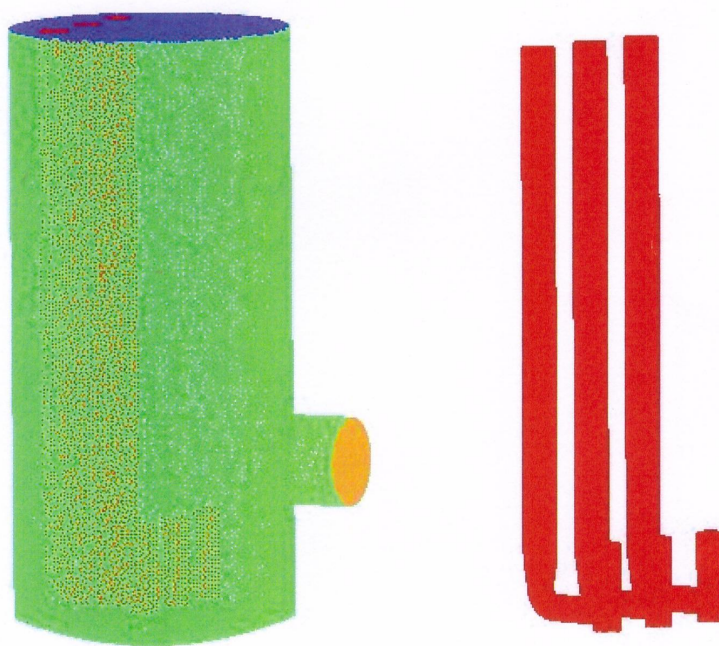
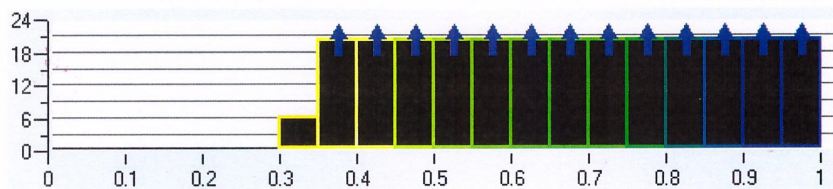
在 UG9.0 完成计算域的三维造型，如下图所示。



#### 网格生成

网格的生成对于计算结果的准确性有着重要的影响，在 ICEM CFD 软件中进行模型适应性极强的四面体非结构网格划分，确保网格能够很好的适应几何模型，并对网格进行局部加密，进一步提高网格的质量，以确保计算的准确性。

应用 ICEM 进行网格划分，整体网格在 820 万左右，网格质量在 0.3 以上，说明网格划分质量较高，可为接下来的数值计算提供可靠保证。



网格划分

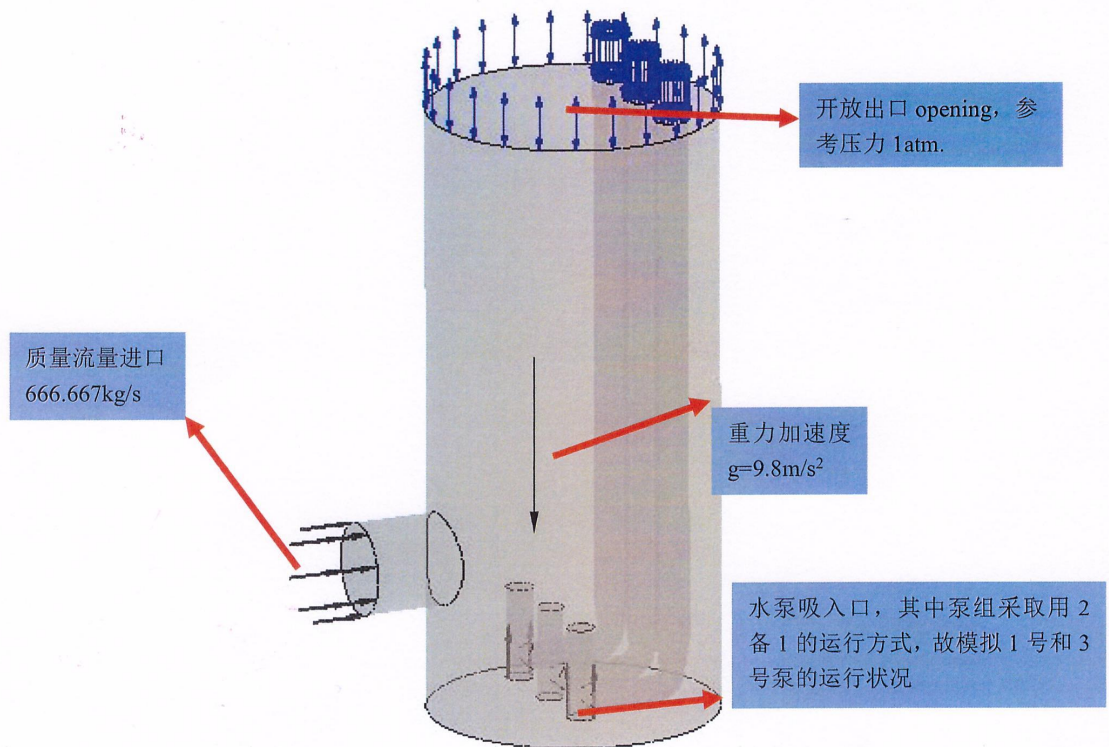
### 边界条件设置

参考压力 1atm

进口：质量流量进口，666.667kg/s；

出口：压力出口，两个出口相对于大气压的参考压力为 78400pa；

开放出口：opening，参考压力 1atm。



### 压力云图

为了解泵站内压力分布情况, 可以通过在计算结果文件中做出关键平面, 获取平面上的压力分布情况。从图 1 至图 3 可知, 水压从上至下部逐渐增加, 分层现象明显, 其分布规律与实际情况较为吻合, 证明了数值计算的准确性。

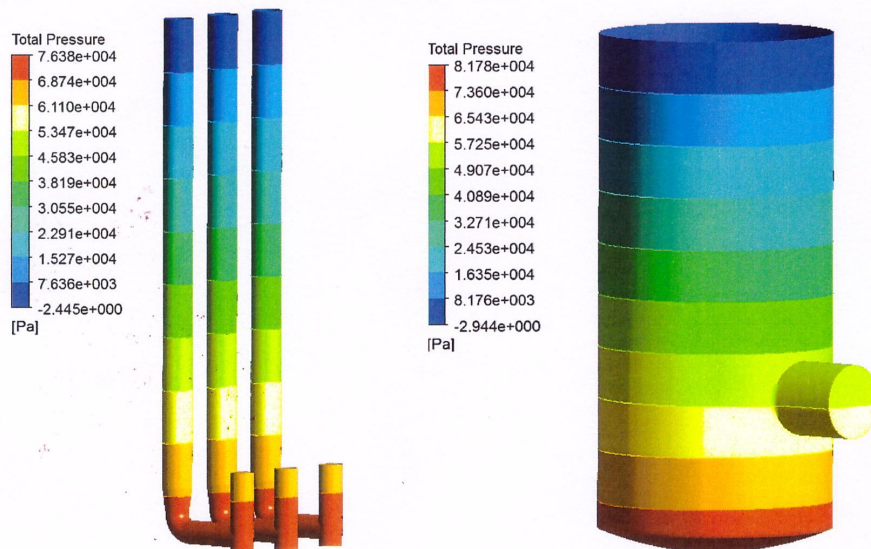


图 1

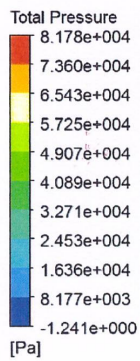


图2 进口中间截面

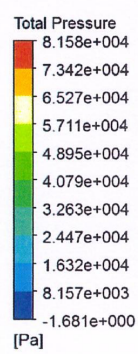
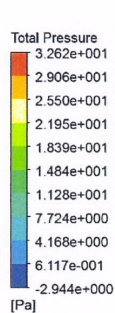
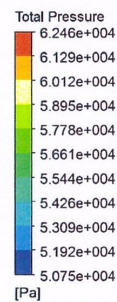


图3 泵组中间截面

图4 分别是井筒开放出口和泵组进口的总压分布图，从中可见，自由开放出口总压与大气压较为接近，证明了此处液体流动性并不高；因泵组出口位于井筒底部，因此其总压相对较高。



自由出流开放出口



泵组进口处总压平面云图

图4

#### 速度云图

图5和图6为井筒内速度云图。总体上，流体流动速度处于较低水平，相应的流动损失较小，泵进口速度在0.6m/s左右，与理论计算结果相近。因泵组进口尺寸较小，因此井筒底部流动速度较大，使得固体颗粒不容易产生沉淀，井筒整体设计科学合理。

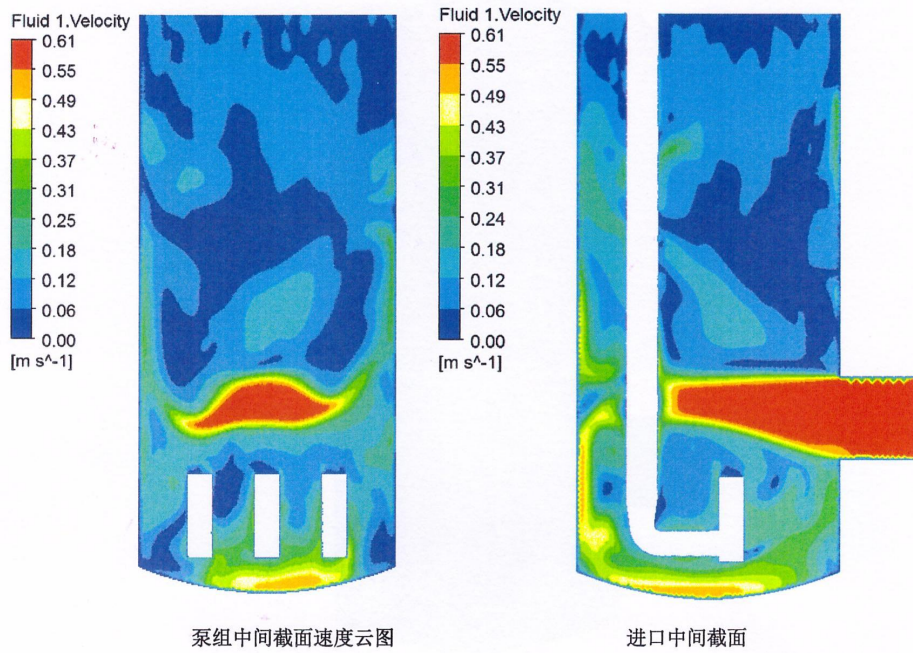


图 5

从图 6 可以看出，井筒上部开放出口流速较低，此处流体较为稳定。而泵组进口因其位于井筒下部且进口尺寸较小，因而此处流速较大，平均速度在 3.5m/s 左右，局部达到 7m/s 以上，与理论计算结果相近。

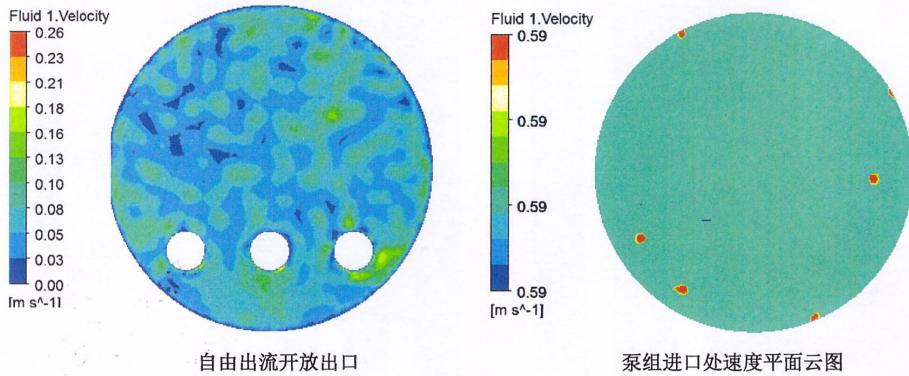


图 6

### 速度流线图

由图 7~图 9，从流动轨迹来看，泵站内流动较为规律，水流从井筒进口逐渐进入泵组吸入口，水力损失较小，流动状态较好，并且泵站底部流速相对较大，对底部有明显的冲击作用，不容易产生固体杂质等的沉淀。

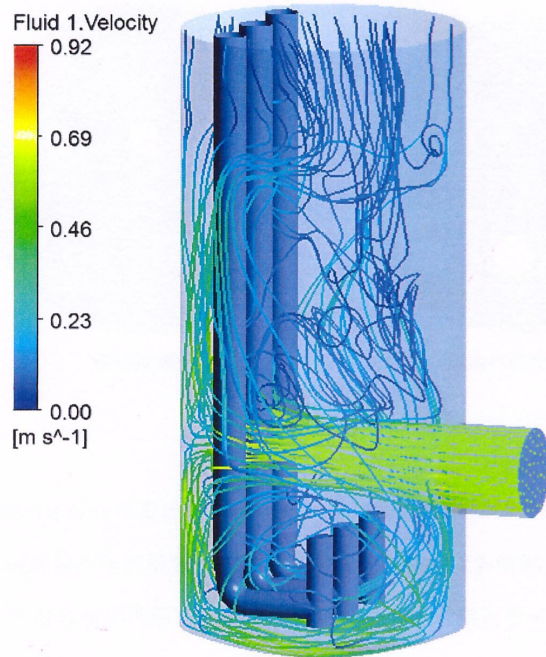


图7 整体流线图



图8 泵组中间截面流线图

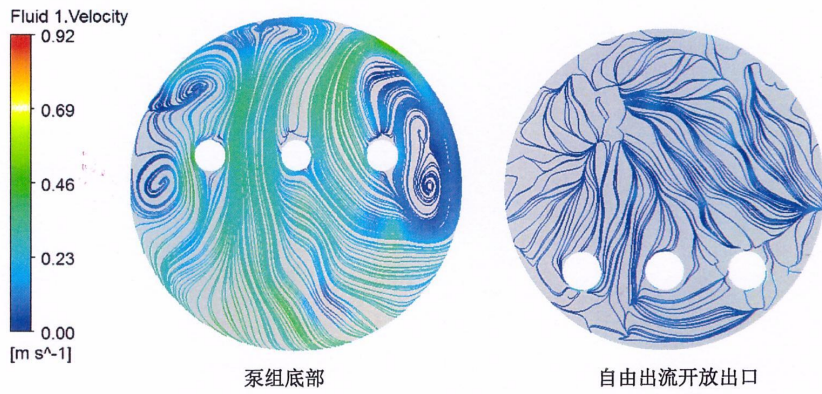


图 9

### 湍动能图

由图 10 的湍动能分布可看出，流体在泵组进口和井筒中部湍动能较大，在泵组进口，因其速度较大，因此易产生能量损失。在井筒中部流体产生较多漩涡，造成一定的湍动能耗散，但湍动能高能值分布范围相对较小，故整个泵站内流动损失相对较小。

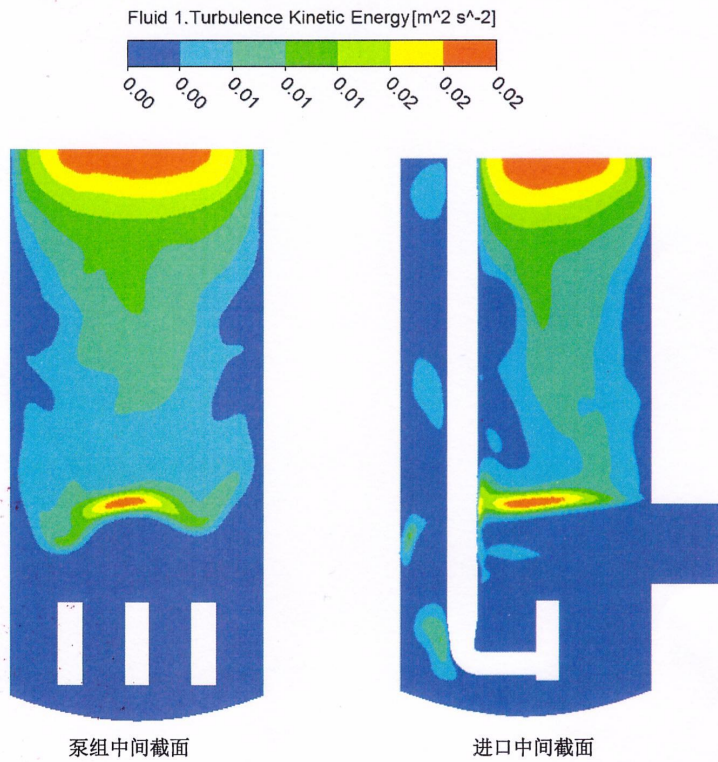


图 10