



中国工程热物理学会

第十届年会论文集

流 体 机 械

二〇〇一

青岛

中国工程热物理学会 主办

青岛海尔集团

山东工业大学能源与动力工程学院

提供资助



流体机械学术会议论文目录

一. 流体机械内部流动数值模拟及试验研究

- 017001 水泵吸水池内部流动 PIV 试验的深入分析.....
.....李 永 李小明 张波涛 吴玉林 TOMOYOSHI OKAMURA 袁辉靖(1)
017004 贯流式水轮机静止导叶和转轮的联合计算.....张 梁 何国任 吴玉林(6)
017015 电站调节阀内流场的三维数值模拟及实验研究...陶正良 蔡定硕 严春雷(11)
017016 离心叶轮流道型线抗磨损作用的实验研究.....
.....戴 韧 罗光洁 陈 芳 陈康民(16)
017021 离心通风机整机定常流动数值模拟.....李新宏 何慧伟 宫武旗 黄淑娟(21)
017023 新型向上开放出流环保水轮机内紊流数值模拟...李海锋 吴玉林 刘 宇(29)
017024 水力旋流器分离性能数值模拟技术研究.....李玉星 冯叔初(34)
017025 多级离心压气机的三元粘性数值并行计算.....赵晓路 肖 翔(41)
017028 旋转离心叶轮与叶片扩压器间耦合流动的数值分析.....
.....谷传纲 王 彤 刘正先(47)
017029 流场的分区计算及其应用.....张 谦 张谋进 秦国良(53)
017030 可调叶片混流泵转轮全三维反问题计算方法研究.....
.....樊红刚 陈乃祥 杨 琳 徐朝晖 瞿伦富(59)
017031 计及河床涌浪的灯泡式水轮机迳流电站过渡过程计算研究.....
.....黄健兵 陈乃祥 樊红刚(64)

二. 流体机械设计理论和方法

- 017002 涡旋压缩机经济器系统的热力学分析.....马国远 彦启森(69)
017003 涡旋压缩机空调系统数值化设计新途径.....伍光辉 吴克启(74)
017006 低比转速离心泵叶轮出口紊流流动结构分析.....
.....彭晓强 王国玉 赵令家 曹树良(79)
017011 离心泵三元扭曲叶片设计的研究.....卢金铃 席 光 祁大同 邱 凯(86)
017012 叶轮机械内的分离旋涡流动.....陆亚钧 李秋实(94)
017013 轴流式叶轮机时序效应的机理探讨.....侯安平 周 盛(101)
017017 德国离心油泵粘度换算图及其数学表达式.....
.....曹广军 薛敦松 李 昂 张卫华 陈 刚(108)
017020 扩压器叶片安装角对离心式回转动/静相干叶排内部非定常流动的影响 ...
.....党 政 席 光 王尚锦(115)
017022 从非定常效应看对旋风扇 / 压气机的工程实现.....
.....李秋实 陆亚钧 李志平(120)
017032 根据流体温升速率计算绝热搅拌槽内流体的平均剪切速率.....
.....张劲军 张 帆 黄启玉 严大凡(128)

三. 流体机械中多相流动及其它

- 017005 空化所引起空蚀和振动关系的实验研究.....王国玉 曹树良 赵令家(133)
- 017007 变频空调仿真研究.....邵双全 石文星 陈华俊 李先庭 彦启森(140)
- 017008 渐扩切向槽式低压旋流喷嘴流场数值模拟.....
.....冉景煜 张 力 辛明道 潘良明 伍成波(145)
- 017009 时频分析在旋转机械状态监测及故障诊断中的应用.....
.....张春梅 张太镒 王尚锦(150)
- 017010 轴流压缩机叶栅内固体微粒沉积的数值研究.....
.....席 光 贾会霞 王晓锋 孙金菊 邱 凯(156)
- 017018 叶型表面湍流边界层相干结构的流动显示.....蒋 平 陆利蓬 陆宏志(162)
- 017019 沟槽壁面减阻机理实验研究.....宫武旗 李新宏 黄淑娟(166)
- 017026 水力震荡器式微型泵大尺度模型的数值研究.....
.....杨 帆 唐学林 唐宏芬 吴玉林(173)

水泵吸水池内部流动 PIV 试验 的深入分析

李永¹ 李小明¹ 张波涛¹ 吴玉林¹ TOMOYOSHI OKAMURA² 袁辉靖³

(1. 清华大学热能工程系, 北京 100084; 2. 日本日立有限公司;

3. 北京大学力学系, 北京 100871)

email: ayongge@263.net tel: 010-62782187-2

摘要 PIV (粒子成像测速) 技术是一种新型的流动量测手段, 使用这种技术能够容易的得出流场中的速度分布情况, 在此基础上进行深入分析, 还可以得到许多十分重要的流动参数。这里, 对水泵吸水池内部流动的 PIV 试验进行深入分析, 得出如下的流动参量: 吸水口处的环量分布、测量面上的涡度分布、交叉面处的三维速度分布, 另外, 对试验中所拍摄的图片进行分析, 可以得出吸入涡中气核大小的分布情况。

关键词 PIV; 环量; 涡度; 三维矢量; 气核

1 前言

PIV 技术是流动量测中一个非常重要的手段, 它克服了传统量测技术只能进行单点量测的限制, 能够全面的显示出整个测量面的流动状态。对流体内部流动进行 PIV 量测可以很容易的得到各种基本的流动参数, 如: 流速分布、流线分布、等速线、速度方差、湍动能等, 这些参数对于研究整个流场的流动是非常重要的。但是, 仅有这些仍不能将这种技术的优点充分发挥出来, 对于 PIV 试验的结果还需要进行深入的分析, 从而得到更多有价值的参量。

本试验是用来研究特定吸水池内的流动状态的, 由于所使用的吸水池的结构比较特殊, 使得其内部流动与传统的吸水池内的流动有很大不同。为了全面的反应出

吸水池内部的流动特征, 在得出一般流动参量的基础上, 还对一些重要的流动特征做了进一步的分析。

2 PIV 试验简介

本实验所用的水泵吸水池是一个特制的不规则的矩形密封槽。槽的中央是一个垂直的隔板, 它将进水口分成了两个对称部分, 隔板有特殊的尺寸要求, 它在进口段很薄, 而在接近吸入管时却逐渐变厚, 隔板的端面是一个半圆形的, 这些设计都是为了优化吸水池中水的流动状态^[1]; 吸水池的两个进水口大小是一致的, 从进水方向看, 右侧的是进水口 A, 左侧的是进水口 B, 使用两个进水口的目的是为了给水泵吸入管周围创造一种不对称的来流条件, 这就使实验更具有一般性, 更具有

代表性；在各自进水口的前方都设有稳水栅^[2]来稳定进水的流动状态；在靠近吸入管的部分，吸水池的边缘都设置为倒角形式。

实验所用的仪器是 TSI 公司生产的，由以下几部分组成：一个双腔 Nd:Yag 激光器，一个 CCD，一个高速数据接口板，一个同步器和数据处理系统。其中激光器为功率 120mJ/Pulse 的 Nd:Yag 双腔激光器，示踪粒子为直径为 10 到 20um 的空心玻璃粒球粒子，所使用的摄像机分辨率为 1.3K × 1K。激光器两次脉冲之间的间隔可以为 200ns~600us，第二次曝光的时间比第一次曝光的时间要长，每秒钟拍摄 3.75 对单次曝光照片，可以得到理想的互相关照片。

为了全面的反应出不同流量下吸水池内部的流动特征，在试验中，对五种工况下的流动进行了量测，在这五种工况中，A、B 两个进口的流量比是各不相同的，流量比（Q_B/Q_A）的变化从 0.25 到 1。这 5 种工况如表 1 所示。

工况	Q _A (m ³ /min)	Q _B (m ³ /min)
A	1.075	0.2685
B	0.905	0.385
C	0.965	0.64
D	1.32	1.08
E	1.32	1.32

表 1 5 种工况下的流量

在实验过程中，从与底、后、左、右壁面平行的四个方位进行拍摄，每个方位又分为有四个不同位置，每一个位置拍摄 40 对单次曝光图片，这样，五种工况可以得到 3200 对单次曝光照片，这些照片能够全面的反映出整个流场内部的流动状态^[3]。

3 试验结果的初步分析

在 PIV 量测试验结束后，就可以对试验结果进行初步的分析。首先可以得出各个测量面的速度矢量。使用 TSI 公司的 Insight 软件，运用互相关技术，对实验数据进行了初步处理，剔除数据中少量的坏点，并在这些点的位置进行插值，就可以得到各个面上的速度矢量了。

在得到每个面上的速度之后，可以从每个工况不同位置所拍摄的 40 帧图象中的速度取平均值，这样就得出了每个位置的平均速度：

$$u_m = \frac{\sum_{i=0}^{39} u_i}{40} \quad v_m = \frac{\sum_{i=0}^{39} v_i}{40}$$

对每个位置的 40 对照片所显示的速度矢量进行分析，还可以计算出每个面上各个点速度的标准偏差，公式如下：

$$u_{rms} = \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^{39} (u_m - u_i)^2}{40}} \quad v_{rms} = \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^{39} (v_m - v_i)^2}{40}}$$

还可以得到每个工况不同位置的湍动能分布，它是表征流体湍流特征的一个物理量，计算公式如下：

$$k = (U_{rms}^2 + V_{rms}^2) / 2$$

在对实验结果进行初步分析后，可以得到吸水池内部流动的基本参数，这样就能对吸水池的性能有一个大致的了解了。

4 试验结果的深入分析

要想全面的反应吸水池内部的流动特征，只知道各个面上的时均速度、标准偏差以及湍动能等一般的流动参数还是不够的，还需要对试验中测得数据进行更深一步的分析，得出其他一些重要的参量。

1. 环量

吸水池入口处的环量是考察吸水池性能的一个重要参量，它对水泵的效率和运行的稳定性都有很大的影响，它还与泵站的振动和噪声等有着紧密的联系。通过对试验测量数据进一步处理，可以得出吸入口处的环量，具体方法如下：考察与吸入口相切的测量面，对该面进行定位，找出吸入口对应的位置，由该位置的速度矢量可以求出吸入口处的环量大小，公式如下：

$$\Gamma = \oint u \cdot dL = \int \Omega \cdot dA$$

工况 ABCDE 所对应的吸入口处环量的值分别为 (单位 m^2/s): 0.1022、0.1015、0.1151、0.1033 和 0.1251。

从上述数据可以看出,在上述 5 种工况下,水泵吸水池吸入口处的环量值都比较小,这能够保证水泵的运行性能,同时减少振动和噪音。还可以看出,环量的大小与两个进口的流量比 ($Q_{\text{小}}/Q_{\text{大}}$) 和总流量都有关系,流量比越小,环量的值就越大,总流量越大,环量的值也越大,对于工况 A 来说,它的流量比很小,同时它的总流量也小,因此它与流量比大,总流量也大的工况 B 的环量相差不大。

2. 涡度

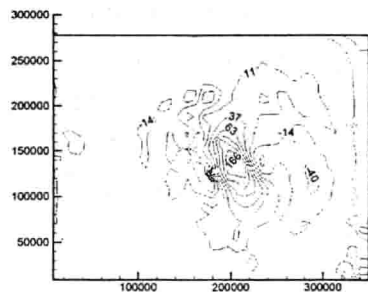
涡度表示测量面上各个位置涡的强弱,对每个测量面上的速度矢量进行分析,可以得到涡度的大小。涡度计算公式如下:

$$\Omega = \text{rot} \mathbf{u} = \nabla \times \mathbf{u} = 2\omega$$

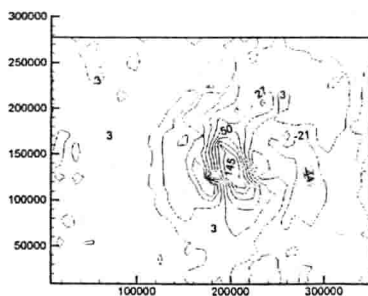
在本试验中,由于测出的是二维流场,所以涡矢量仅有一个分量,公式如下:

$$\Omega = \frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial x}$$

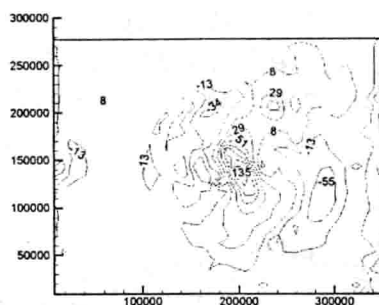
图 1 是吸入口相切面上的涡度的分布。



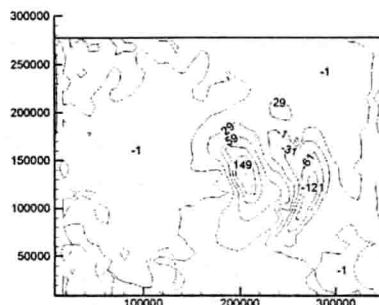
<1>工况 A



<2>工况 B



<3>工况 C



<4>工况 D

图 1 吸入口切面涡度分布图 (长度单位: μm ;
涡量单位: s^{-1})

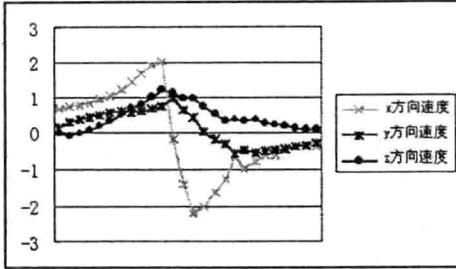
从图 1 可以看出,涡量最大值出现在吸入管的中心附近。在中心两侧有与中心涡方向相反的小涡,这些小涡在流线分布图和湍动能图中看不出来,而水流正是从吸入管的周围流入吸入管的,所以这些小涡是实际存在的。相对来说,中心右侧涡量要比左侧大一些。在远离涡中心的地方也有一些小涡存在,但涡量都非常小。从前 3 个工况来看,随着流量比的增加,涡量的值有所增加。但对于流量比最小,而流量值最大的工况 4 来说,它的涡量值比 2 和 3 要大,这应该说是流量对涡量的影响已经超过了流量比对涡量影响的结果。

3. 三维矢量合成

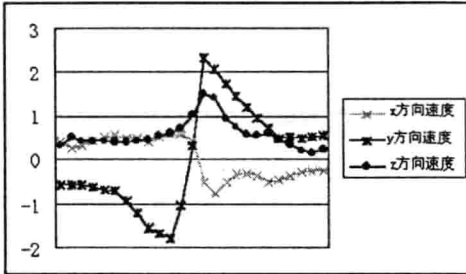
分析图象可以得出各个测量面上的二维速度分量,在两个相互垂直的测量面的交线处,还可以得出三维的速度分量。在相同工况下,两个相互垂直的测量面在交线处必定有一个速度分量是相等的,这样,

就可以在交线上合成三维速度分量。

图 2 表示在工况 A 时, 吸水管入口处两个相互垂直的方向上三维速度的值。



<1> 与侧壁面平行的中心线上的三维速度



<2> 与后壁面平行的中心线上的三维速度

图 2 入口处的两个垂线处的三维速度的值 (单位: m/s)

从图 2 中可以看出, 在吸入口两个相互垂直的方向上, 三维速度分量都很强烈, 因此, 如果仅从测量面上的二维速度分量来考察吸入口处的流动是不够的, 需要综合考虑三个方向的速度分量。在与侧壁面平行的中心线上 x 方向上的速度分量变化很大, 在与后壁面平行的中心线上 y 方向上的速度分量变化很大, 这两个速度分量都平行于交线的方向, 因此在吸入口的两侧, 流动方向会发生变化, 这与实际流动中水从两侧向中心流入吸入口的情况相一致。

4. 气核大小分布

在吸入口附近由于流动的急剧变化会

形成气核, 如图 3 所示。这些气核的存在会对水泵的运行产生一定的影响, 因此需要对它们进行进一步的分析。从平行于吸水池底

面的测量图像中, 可以清楚的看到, 在吸入口的附近存在着明显的气核, 这些气核的形状大致呈圆形, 随着时间的变化, 其大小和位置也在不断的变化。对四种工况下吸入口处的气核进行统计, 可以得到这些气核的变化规律。

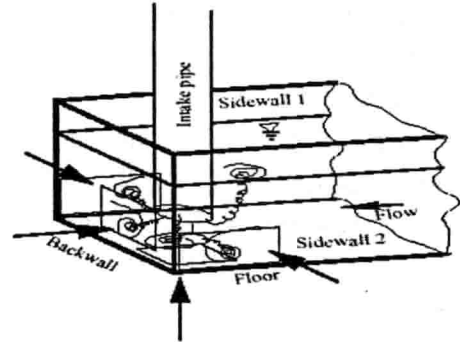
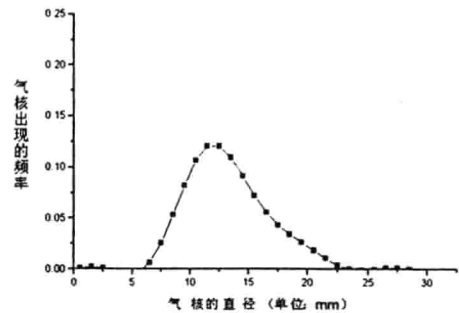
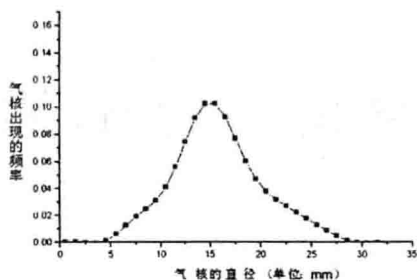


图 3 气核形成的示意图

对每种工况下每个位置测出的 40 幅图象进行考察, 能够得出气核直径的变化曲线。以 A 工况为例, 对距吸入口 30mm 的位置和吸入口相切的位置上各自测得的 40 幅图象中气核直径的大小进行统计, 可以得出不同直径的气核出现频率的曲线, 如图 4 所示。



<1> 距吸入口 30mm 的位置



<2>与吸入口相切的位置

图4 气核大小的分布情况

从图中可以看出, 尽管气核直径的变化范围很大, 但是总存在某一大小范围, 在这个范围内的气核数目最多。我们将气核出现频率最高的点所对应的直径称之为最优直径。在工况 A 条件下, 两个测量位置处气核的最优直径大致相等, 与吸入口相切位置处的最优直径稍大一些; 从气核出现的频率来看, 在两个测量位置, 气核的最优直径所对应的气核频率有较大差别, 与吸入口相切位置处的最优直径所对应的气核频率远高于另一个测量位置, 这是由于在吸入口处, 流速急速增大, 使得其他因素的干扰相对变小, 因此气核大小就相对稳定。

考察不同工况下气核的最优直径, 可以得出它与两个进口流量比 (V_4/V_5) 的关系。图 5 表示在距吸入口 30mm 的测量位置处, 流量比 (V_4/V_5) 与气核的最优直径的关系。

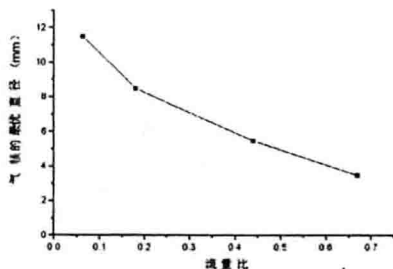


图5 流量比与气核的最优直径的关系

从图 5 中可以看出, 气核的最优直径随着流量比的增大而变小, 变化趋势大致呈线性关系, 当流量比为 1 时, 也就是工况 E 时,

吸入涡中的气核就消失了, 气核的最优直径也就变得最小。

5 结 论

对试验结果进行分析是 PIV 试验中一项非常重要的工作。试验结果分析的深入与否直接关系到试验的质量, 对结果的分析不能只停留在表面, 还需要做深入细致的工作, 这样才能将试验的价值充分挖掘出来。在本文中, 通过对吸入口处的环量分布、测量面上的涡度分布、交叉面处的三维速度分布, 以及吸入涡中气核大小的分布情况进行分析, 进一步证明了这种吸水池具有良好的流动特性。

参 考 文 献

- [1] 徐宇、吴玉林、王琳, 水泵吸水池内紊流及漩涡的数值模拟, 中国工程热物理学会流体机械学术会议论文集, 北京, 2000. 10.
- [2] P. Tillack, D. -H. Hellmann, Description of Surface Vortices With Regard to Common Design Criteria of Intake Chambers, Second International Conference on Pumps and Fans, Beijing, 1995.
- [3] Veera. P. Rajendran, G. S. Constantinescu, Experiments on Flow in a Model Water-pump Intake Sump to Validate a Numerical Model, ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, 1998. 6.

贯流式水轮机静止导叶和转轮的联合计算

张梁¹ 何国任² 吴玉林²

1 北京 清华大学 热能工程系 100084

2 天津电气传动研究所

1 E-mail: zhangliang00@mails.tsinghua.edu.cn

1 电话: 010-62782187-2

摘要

本文实现贯流式水轮机导叶和转轮的联合计算, 计算了从导叶进口到转轮出口的三维紊流流场。计算以时均的 N-S 方程和标准的 k-ε 紊流模型为基础。基于贴体坐标和交错网格划分, 对控制方程进行变换和离散, 采用 SIMPLEC 算法求解。

关键词: 贯流式水轮机, 联合计算, 三维紊流模拟

1 引言

水力机械中导叶和转轮是核心部件, 其性能的好坏直接决定了整个机组的性能。迄今为止, 许多学者已经对水轮机导叶内和转轮内的三维紊流数值模拟进行了研究。但是, 大多数方法将导叶内和转轮内的流场分别进行模拟计算。先计算导叶内的流场, 然后把导叶出口处的计算结果当作转轮计算中的进口条件, 再进行转轮的计算。这样导叶和转轮之间的相互作用被忽略了。

在本文的计算中, 考虑了导叶和转轮的相互作用。把导叶流道和转轮流道的网格连在一起, 进行了联合计算, 并且在转轮网格中设置了缝隙网格, 以模拟转轮室和转轮之间的缝隙。对三维紊流控制方程进行了贴体坐标变换。以压力-速度联合求解的方法为基础, 使用 SIMPLEC 算法

对离散化的控制方程进行压力、速度的迭代求解, 计算了速度和压力分布。对计算结果进行分析, 联合计算的结果更接近实际。

2 基本方程和数学方法:

对于非定常不可压的牛顿流体, 连续方程和动量方程可以表示为如下的统一形式:

$$\frac{\partial D}{\partial t} + \frac{\partial E}{\partial x} + \frac{\partial F}{\partial y} + \frac{\partial G}{\partial z} = S \quad (1)$$

式中: $D = [\rho \quad \rho u \quad \rho v \quad \rho w]^T$

$$E = \left[\rho u \quad \rho uu - \mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \quad \rho uv - \mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x} \quad \rho vw - \mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial x} \right]^T$$

$$F = \left[\rho v \quad \rho vu - \mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \quad \rho vv - \mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} \quad \rho vw - \mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial y} \right]^T$$

$$G = \left[\rho w \quad \rho wu - \mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial z} \quad \rho wv - \mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial z} \quad \rho ww - \mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial z} \right]^T$$

$$S = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial x} \right) - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial y} \right) - \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial z} \right) - \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \end{bmatrix}$$

其中: u, v, w 为绝对速度在三个坐标轴上的分量; $\bar{p}$ 表示总压力, 为静压加上紊动能折算压力。

* 本文为清华大学基础研究基金项目 (JC2000016)

采用标准的 $k-\varepsilon$ 紊流模型求解三维紊流场:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2)$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\rho u_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial X_j} \right] = \rho (p_k - \varepsilon) \quad (3)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\rho u_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial X_j} \right] = \rho \frac{\varepsilon}{k} (c_1 p_k - c_2 \varepsilon) \quad (4)$$

式中: p_k 为紊动能的生成项,

$$p_k = \frac{\mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial u_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u_j}{\partial X_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial X_j} \quad (5)$$

在上述紊动模型方程中, 附加的经验常数如下: $c_\mu=0.09, c_1=1.44, c_2=1.92, \sigma_k=1.0, \sigma_\varepsilon=1.3$ 。

上述连续方程, 动量方程和紊动能 k 及其耗散率 ε 的输运方程构成封闭的方程组, 从而求解不可压紊流。

3 边界条件

进口边界条件

进口速度可以直接给定, 进口的紊动能设为进口处平均动能的 0.5~1.5%。

出口边界条件

速度、压力采用第二边界条件。

固壁条件

壁面速度无滑移, 即在转轮的叶片面和转轮的轮毂面上, 液体和固面一起做圆周运动, 只有圆周速度分量, 无轴向分量; 其他固壁面则静止不动。在近壁区, 采用

壁面函数计算速度值和 K 、 ε 的值。

周期性边界条件

在计算区域中叶轮前后的边界上, 使用了周期性边界条件。

$$\varphi|_{left} = \varphi|_{right} \quad \varphi = u_\varphi, u_r, w, k, \varepsilon, p \quad (6)$$

式中: u_φ 是周向速度, u_r 是径向速度。

压力边界条件

为了保证计算的稳定性, 只在一个内点处将压力值具体指定为 p_{ref} 。

4 计算实例

本文计算的贯流机的网格如图 2, 参数如下:

单位转速	$n_1=155\text{rpm}$
单位流量	$Q_1=1.75\text{m}^3/\text{s}$
叶片安装角	$\phi_0=30^\circ$
转轮叶片数	$Z_0=4$
导叶开度角	$\phi=35^\circ$
导叶叶片数	$Z=16$

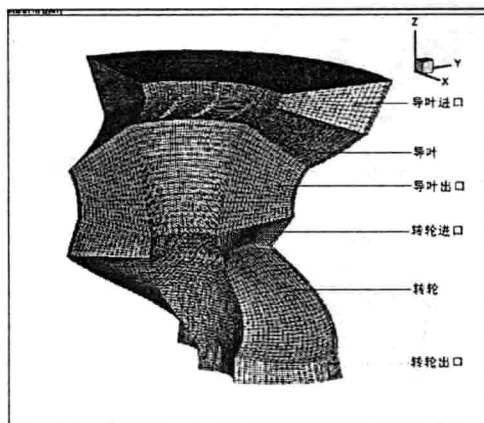


图 2 联合计算的网格图

这个计算网格包括了 4 个导叶叶片和 1 个转轮叶片, 是整个流道的四分之一。网格共有 $i \times j \times k = 110 \times 23 \times 48$ 个单元, 其中 i 表示从导叶进口 ($i=1$) 到转轮出口 ($i=110$) 方向; j 表示从轮毂 ($j=1$) 到轮缘 ($j=23$) 方向, $j=21, 22$ 表示转轮

和转轮室的缝隙； k 表示从吸力面 ($k=1$) 到压力面 ($k=48$) 方向。

5 计算结果和分析

速度分布

图 3 是转轮轮缘面的速度矢量图，可以看到导叶的叶背的尾部出现了回流。图 4 和图 5 分别是 从轮毂到轮缘和从吸力面到压力面的各个断面的速度标量分布图，可以看到从轮毂到轮缘，由于半径的增大，速度逐渐增大，而在转轮和转轮室的缝隙处，速度明显降低。在导叶出口和转轮进口段中，受转轮转动的影响较大，速度值较大。在转轮区内，速度分布比较均匀，吸力面的速度比相同位置处压力面的速度大，和压力分布相一致。

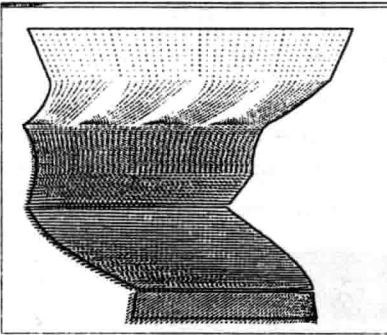


图 3 转轮轮缘面 ($j=20$) 速度矢量图

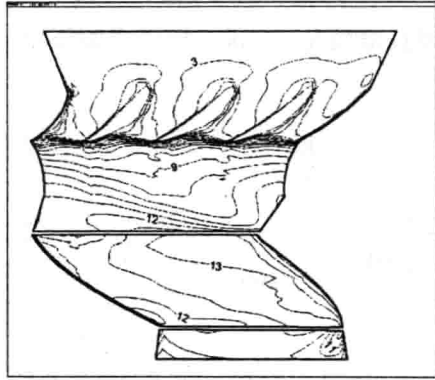


图 4-2 轮缘面 ($j=20$)

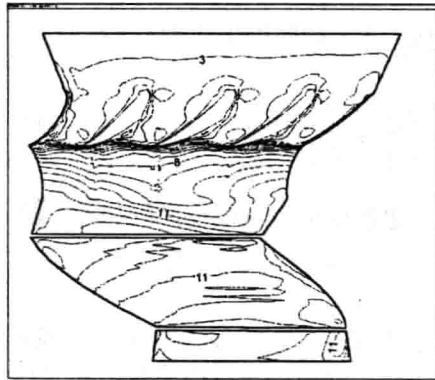


图 4-3 转轮和转轮室的缝隙 ($j=22$)

图 4 绝对速度等值图 (单位: $\text{米} \cdot \text{秒}^{-1}$)

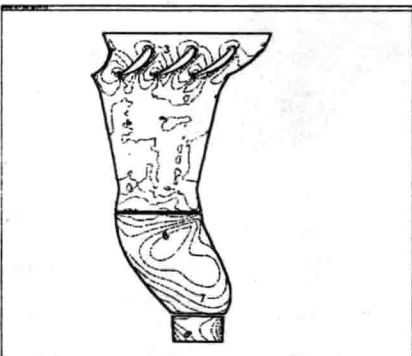


图 4-1 贴近轮毂的面 ($j=2$)

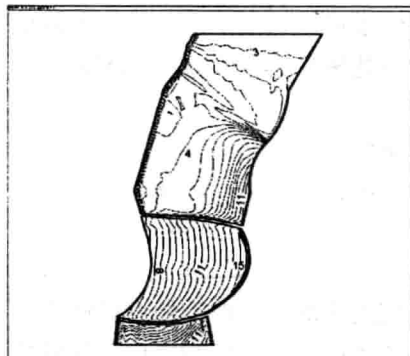


图 5-1 贴近吸力面的第一面 ($k=2$)

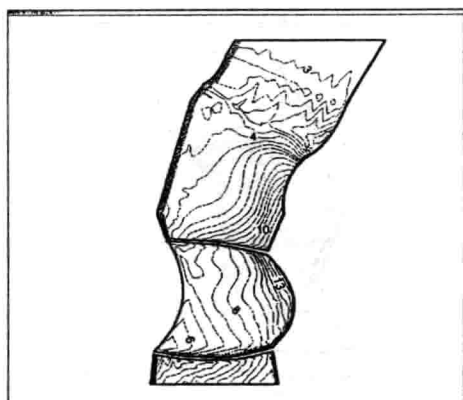


图 5-2 贴近压力面的第一面 ($k=47$)

图 5 绝对速度等值图 (单位: 米·秒⁻¹)

压力分布

图 6 是从轮毂到轮缘的 3 个断面的压力分布图。可以清楚的看到从导叶的进口到转轮的出口压力值逐渐降低, 同时在转轮区内, 压力分布比较均匀, 压力面的压力值比相同位置的吸力面高。而且, 由于离心力的作用, 从轮毂到轮缘, 转轮区内的压力逐渐增大。但是在压力面的头部有一个明显的低压区, 可能是因为转速过高, 造成局部脱流。

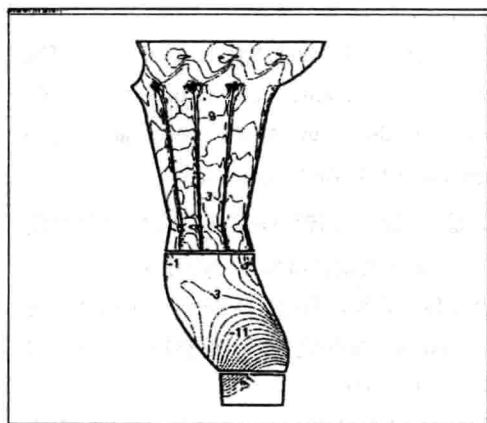


图 6-1 轮毂面 ($j=1$) 的压力等值图

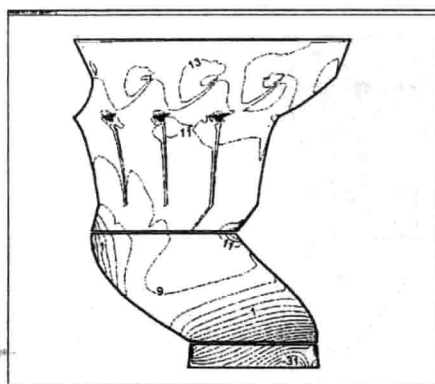


图 6-2 轮毂和轮缘中间面 ($j=11$)

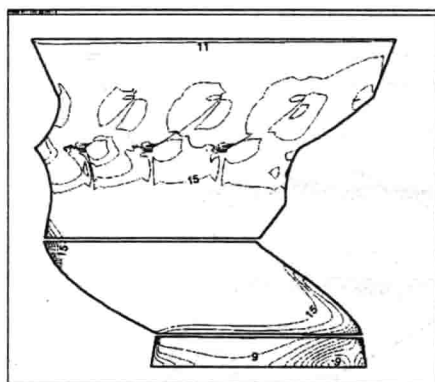


图 6-3 转轮轮缘面 ($j=20$)

图 6 静压等值分布图 (单位: $\text{Pa} \cdot 10^3$)

紊动能分布

图 7 是从轮毂到轮缘方向的 2 个断面的紊动能等值分布图, 图 8 是从吸力面到压力面的 2 个紊动能的等值分布图。从图中可以清楚的看出在导叶的出口段和转轮的进口段中紊动能的值明显大于其他区域, 说明由于转轮和静止导叶的相互干扰使这个区域的流动十分复杂, 对导叶出流和转轮入流的影响是比较大的, 在模拟计算中是不应该将其忽略的。

而在转轮区域内, 因为转轮和转轮室之间存在缝隙的缘故, 转轮叶片轮缘处的紊动能较大,

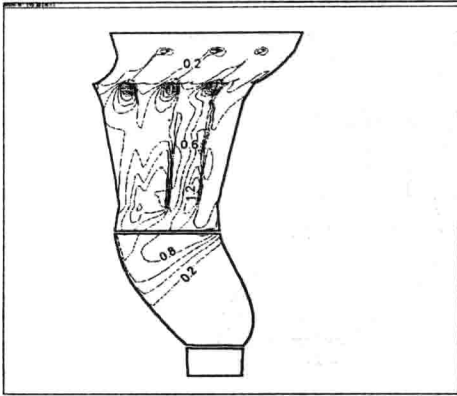


图 7-1 贴近轮毂面的第一面 ($j=2$)

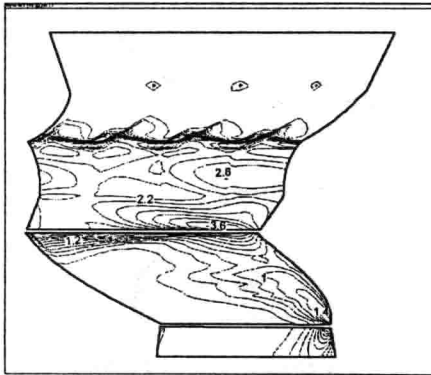


图 7-2 转轮轮缘面 ($j=20$)

图 7 紊动能等值分布图 (单位: $\text{米}^2 \cdot \text{秒}^{-2}$)

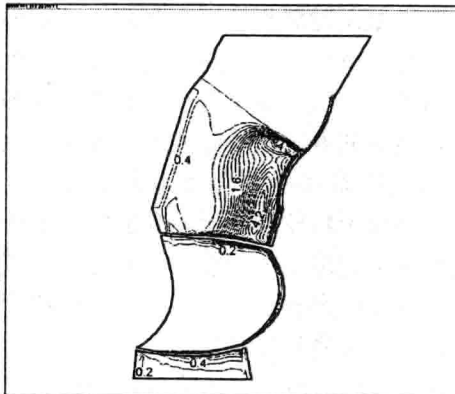


图 8-1 贴近吸力面的第一面 ($k=2$)

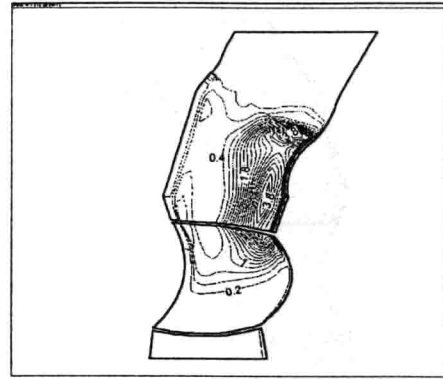


图 8-2 压力面 ($k=47$)

图 8 紊动能等值分布图 (单位: $\text{米}^2 \cdot \text{秒}^{-2}$)

6 结论

本文基于 N-S 方程和标准 K- ϵ 紊流模型, 使用 SIMPLEC 算法对贯流式水轮机进行了联合计算。通过对计算结果的分析, 可以看出该方法较好的模拟了真实的三维紊流流动, 尤其是有效的模拟了静止导叶和转轮之间的相互干扰。对于改进水轮机的设计, 提高效率, 以及研究水轮机的空化和振动有极大的用处。

参考文献

- [1]. Launder, B. E. and Spalding, D. B., "The numerical computation of turbulent flows", Computer methods in Applied Mechanics and Engineering, 1974, Vol.3, pp.269-289.
- [2]. 任静, "轴流式转轮的三维紊流场分析及优化设计" (博士后研究报告), 1999, 8
- [3]. 吴玉林, 韩海, 曹树良(1996). 水轮机叶轮内三维紊流计算及效率预估, 工程热物理学报, 17 卷 3 期, 313—316
- [4]. 刘文俊, "贯流式水轮机内部三维两相空化紊流的数值模拟" (硕士毕业论文), 2000, 6

电站调节阀内流场的三维数值模拟以及实验研究

陶正良 蔡定硕 严春雷

(上海理工大学动力工程学院 上海 200093 TEL: 021-65329213)

摘要

本文以电站调节阀为对象,通过先进的 CFD 软件与其 CAD 相结合对阀门内部流场进行了数值模拟,一方面快速准确地估算出流动的压力损失,另一方面为设计初期就预测其流动特性,为调节阀门改型优化设计提供先进方法。在本文中先对三维 HAV 文丘里角阀内以低压水为介质的流场进行数值模拟,又将数值模拟的 C_v 曲线与在实验台上所做的 C_v 实验曲线相比较,从而验证数值模拟的正确性,以及所应用软件的适用性。对于提高我国电站调节阀的设计研究水平具有重要意义。

关键词: 数值模拟 内部流场 优化设计

1 引言

在电站系统中分布着大量的调节阀,阀内流体的不稳定流动引起振动,噪音,能量损失。所以对阀内非定常流动的数值模拟和流场特性的研究,直接关系到热控技术和装备的安全经济运行,不仅有研究的科学意义,也对实际工程应用有着很大价值。我国大量的电站调节阀从国外引进,尽管有关研究单位和调节阀生产厂家对国外的调节阀进行了研究和消化工作。但他们仅停留在常规工程设计仿制和样机性能实验的水平上,许多工作还受到实验经费,实验条件的限制,所以调节的国产化工作存在很大差距,大量的阀和配件仍旧只能从国外引进。对调节阀内不稳定流动还没有进行数值模拟,对阀内的流动特性,振动,旋涡等流场信息还不清楚。国外不少研究单位对阀门的振动研究仅采取消极方法去解决,而没有从根本上从流体动力学的角度出发研究阀门的不稳定流动,从而找出原因,消除振动。由于调节阀内流动十分复杂,是典型的非定常复杂内流问题,目前仅以实验为基础的研究,还是不够的,所以急需建立相应的数学模型进行数值模拟,对其流场特性进行研究。本文通过 CFD 与 CAD 相结合方法,在采用矩形正交网格的同时,结合了 PARSOL 的计算方法,从而能够更好地适应阀门内流道的结构的改变,迅速建模,满足工程设计迅速简便的要求。把数值结果同实验结果比较,二者有较好的吻合,证明建模的正确性,和结论的可靠性。能够很好的在图纸设计阶段预测流体机械的性能和内部产生的旋涡,边界层分离,尾流,颤振等不良现象,提高了设计生产水平。

2 阀门内部流场的理论计算

本文建立了研究阀门内流场控制方程组,它们分别是:

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

$$\frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial u}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu \frac{\partial u}{\partial z}) \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial v}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial v}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu \frac{\partial v}{\partial z}) - g \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial w}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial w}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu \frac{\partial w}{\partial z}) \quad (4)$$

$$\rho \frac{\partial K}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial K}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_K}) \frac{\partial K}{\partial x_j}] + \mu_t \frac{\partial u_j}{\partial x_i} (\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}) - C_D \rho \frac{K^{3/2}}{l} \quad (5)$$

$$\rho \frac{\partial K}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial K}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_K}) \frac{\partial K}{\partial x_j}] + \mu_t \frac{\partial u_j}{\partial x_i} (\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}) - \rho \varepsilon \quad (6)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho K^2 / \varepsilon \quad (7)$$

上述方程组中， ρ 为密度， u, v, w 为速度矢量， P 是压强， μ 是粘性系数， K 为紊流脉动动能。 μ_t 是紊流粘性系数。 σ_K 是脉动动能的 P_r 数， C_D 为常数， l 是紊流脉动的长度标尺， ε 是耗散率， $C_\mu = C_\mu \cdot C_D$ 。

在实际的数值计算中，需要将上述微分方程离散化才能满足计算机的需要；数值模拟技术真正应用于工程设计中，必须突破计算精度，计算时间和建模时间的障碍。因此，在进行阀门内数值模拟计算中，也须克服这些障碍。本文采用正交矩形网格。这种网格具有生成简单，易于修改的特点。

在阀门内流场的建模和编程时还要进行以下几方面的处理：阻流部件处理，边界条件处理，紊流模型近壁低 Re 数区域的处理，和松弛因子控制的处理。

3 实验装置及实验结果

图 3-1 表示一个用水对 HAV 角阀进行实验的装置。本文通过此实验装置得出了 HAV 角阀一条线形的流量特性曲线，如图 3-2。

4 HAV 角阀内流场的计算结果及分析

本文所采用的阀门基本的技术参数和性能如表 4-1：

表 4-1 阀门的基本技术参数

阀体	形式：单座铸造角阀	公称通经：125mm	公称压力：1.6MP
阀内组件	连接形式：法兰连接		材料：碳钢
	阀芯形式：上导向柱塞型阀芯		
	流量特性：线形特性：LC（金属阀座）		
	材料：不锈钢（不锈钢堆焊司太莱合金）		
可调范围	30：1		
C _v 值和行程	阀座直径：100mm	额定 C _v ：275	额定行程：50mm

在采用矩形正交网格的同时，结合了 PARSOL 的计算方法，从而能够更好地适应阀门内流道的结构的改变。在进行数值模拟时也做了三维定常等假设。通过计算求出阀门不同开度下所得出的不同的 C_v 值，并与实验所得的线形 C_v 值曲线进行比较。C_v 表示流量系数。C_v 的定义为：用 40-60°F 的水，保持阀门两端压差为 1Psi，阀门全开状态下每分钟流过的水的美加仑数。C_v=1.167 K_v=1.167Q (r/Δp)^{1/2}。r 为重度。计算所得的结果如下表 4-2；

表 4-2 不同开度下计算所得不同的 C_v 值

阀门开度	实验拟合值	实验值百分比 (%)	计算值	计算值百分比 (%)
10%	38	13	20	7
20%	79	29	69	25
30%	126	46	116	42
40%	165	62	153	55
50%	195	72	185	67
60%	222	80	209	75.4
70%	239	87	226	81.5
80%	250	91	247	89.2
90%	261	96	263	94.9
100%	275	100	277	100

阀门实验拟合值与计算值比较如图 4-1。表 4-2 中数据和图 4-1 中可以看到，计算的 C_v 曲线变化趋势与实验的曲线走向基本一致。从实验证明了计算结果及使用方法的正确性和合理性。计算值与实验值的误差大多在 5% 以内。

图 4-2 是以通过阀芯的轴线在 X、Y 两个方向上的面，以及垂直于阀芯轴线即垂直于 Z 轴的面，来反映阀内部的三维流场，此图是阀门的相对行程在 50% 的流场图。

图 4-3，4-4 分别是阀门在相对行程为 100% 和 30% 时的数值模拟结果。

5 结论

本文数值模拟了三维阀门内流场，取得了相关数据。可见，数值模拟可以将阀门的流量特性曲线的实验拟合提前到阀体的设计阶段。并与 AutoCAD 及其他一些计算机辅助设计结合起来，指导阀门内部的流道造型设计。通过数值模拟可以清楚地了解阀门内部的绕流、二次流、涡流等流动情况，及快速地估计出阀门前后的压力损失。这些都有利于设计师在设计初期根据这些流动特点对阀门加以改型，以设计出损失小，流量大的经济阀门。

6. 参考文献

- [1] 张玉润、陈意秋，调节阀流量特性探索，《阀门》第 3 期，1997 年。
- [2] 许秀然、邵荣国，火电站超临界机组阀门国产化，《阀门》第 2 期，1998 年。

[3].陶文铨, <数值传热学>, 西安交通大学出版社, 1998.6。

[4].荒木达雄, 汽轮机调节阀的流体振动, [J]汽轮机技术, 1983.4。

[5].A.Suzki, I.Matsuo and M.Gerov, Tacona 电厂蒸汽透平改造, 吴其林译, 东方汽轮机, 3-4, 1994, 9970-79。

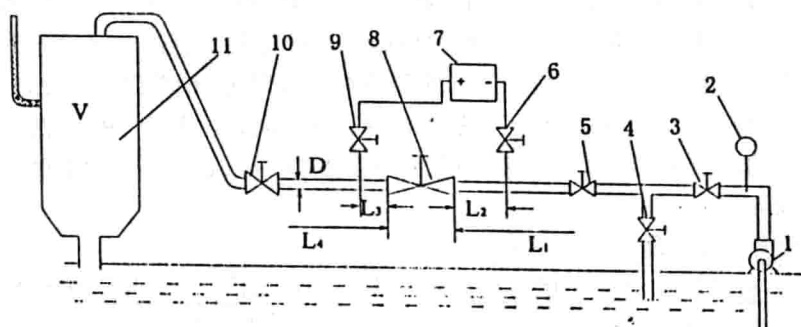


图3-1 流量试验装置及原理图

1—水泵；2—压力表；3,4,5,6,9—截止阀；7—差压流量计；8—试验阀；10—调压V型球阀；11—量筒

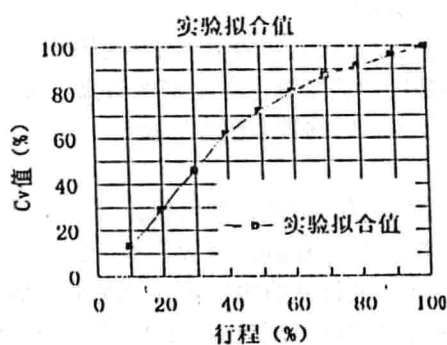


图3-2

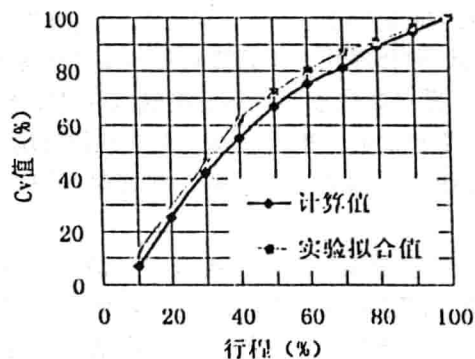


图4-1 阀门实验拟合值与计算值比较