水泵CFD应用中的若干问题与思考

王福军，黎耀军，王文娥，丛国辉，王利萍
（中国农业大学水利与土木工程学院，北京 100083）

摘 要：作为一种分析复杂三维区域中流体流动特性的工具，计算流体动力学（CFD）技术在水泵中的应用越来越广泛，它可用于研究水泵的能量和汽蚀特性，预测水泵的工作性能及优化水力设计等。对CFD的基本概念及如何开展水泵CFD工作进行了论述，包括水泵CFD的数学模型、计算网格与离散格式、水粘性处理模式、CFD的功能与局限等。针对如何评判CFD精度，根据最新国际标准进行了说明。此外，还分析了CFD在水泵中的应用现状，指出了水泵CFD的发展趋势。

关键词：水泵；性能预测；流场分析；CFD
中图分类号：TV131.2 文献标识码：A 文章编号：1005-6254（2005）05-0001-10

0 引言

随着计算机技术的快速发展，计算流体动力学（CFD）作为一种数值方法，正逐渐走向成熟，在水泵、水轮机、风机等流体机械中的应用越来越广泛[1~4]。借助CFD技术，可以得到流体机械内任意位置的流动细节，如速度、压力、能量损失、压力脉动、湍动量、漩涡等，从而可进行能量与汽蚀特性预测，以及进行优化设计等[5]。因此，最近几年，CFD已经并正在改变传统的水泵设计理念和分析方法[6]，人们也对CFD抱更大的期待。但是，CFD毕竟不是万能的，它同时也正处在一种快速发展过程之中，抛开影响CFD精度的众多因素不谈，它有相当多的技术细节仍然不完善，在某些条件下，甚至可能得到与实际完全相反的结果。因此，我们需要对CFD有更全面的认识，准确把握CFD的发展趋势，只有这样，才能让CFD在水泵领域发挥尽可能大的作用。本文拟从CFD的基本概念入手，全面探讨开展水泵CFD所需要注意的相关问题。

1 CFD的功能与特点

CFD是英文Computational Fluid Dynamics的缩写，意为计算流体动力学。它通过计算机数值计算和图像显示，实现对给定对象（如一台水泵）内的流体流动和热传导等相关物理现象的模拟与分析，从而得到流场内各个位置上的基本物理量（如速度、压力、温度、湍动能等）的分布，以及这些物理量随时间的变化情况[5]。

CFD的基本思想可以归结为[5]：把原来在时间域及空间域连续的物理量的场（如速度场），用一系列有限个离散点上的变量值的集合来代替，通过一定原则和方式建立起关于这些离散点场变量之间关系的代数方程组，然后求解代数方程组获得场变量的近似值[1~3]。

水泵CFD可以实现如下功能[6~8]：第一，为水泵设计创建“虚拟测试平台”。CFD可以较准确地预测所设计出的水泵的全工况范围内的扬程、功率、效率等特性，从而大大减少原型试验，缩短开发周期，降低开发成本。在某些企业，CFD已经与CAD（计算机辅助设计）、CAM（计算机辅助制造）结合在一起，形成集成的水泵设计/分析/制造系统。第二，将泵内流动“可视化”。CFD可以向用户提供泵的过流部件内部任意一点、任意一条线或任意一个面上的流动情况，还可生成动画，演示所计算出的流态，包括速度矢量、粒子流动轨迹线、压力等值线等，从而使一些在实验室内的试验台上很难实现的测试任务在CFD环境中完成。第三，优化水泵性能。CFD可以确定叶片上的流动分离、间隙流动、进口与出口的速度角、压水室内的流动，以及其他影响水泵性能和效率的特性，同时，还可模拟其他一些重要现象，如汽蚀、固体砂粒对叶片表现的侵蚀、自吸泵的自吸过程等。

基金项目：国家自然科学基金项目（50479008）；教育部新世纪优秀人才支持计划（NCET-04-0133）
作者简介：王福军（1964-），教授，博士生导师，主要从事水力机械流动理论与设计方法研究。

万方数据

CFD 方法与传统的理论分析方法、实验测量方法组成了研究流体流动问题的完整体系。理论分析方法的优点在于所得结果具有普遍性，各种影响因素清晰可见，是指导实验研究和验证新的数值计算方法的理论基础。但是，在非线性情况下，只有少数流动才能借助这种方法得到解析结果。实验测量方法所得到的实验结果真实可信，它是理论分析和数值方法的基础。然而，实验往往受到模型尺寸、流场扰动、人身安全、测量精度，以及经费和时间等方面的限制，有时很难通过试验方法得到结果。而CFD方法恰好克服了前面两种方法的弱点，在计算机上通过数值模拟的方式形象地再现流动情景。CFD的最大好处是适应性强、应用面广，它可以用于求解各种复杂几何形状和边界条件下的粘性流体流动问题，它不受物理模型和实验装置的限制，省钱省时，有较大的灵活性，能快速给出详细和完整的资料，便于作多方案比较。

CFD 也存在一定的局限性[5]。首先，同任何数值解法一样，它是一种离散近似的计算方法，依赖于物理上合理、数学上适定、适合于在计算机上进行计算的离散的有限数学模型，最终结果只是有限个离散点上的数值解，并有一定的计算误差；第二，它不像物理模型实验一开始就能给出流动现象并定性地描述，往往需要由原体观测或物理模型试验提供某些流动参数，并需要对建立的数学模型进行验证；第三，程序的编制及资料的收集、整理与正确利用，在很大程度上依赖于经验与技巧。因此，要想获得比较准确的计算结果，需要充分考虑上述诸因素的共同作用。

2　CFD使用方法概述

CFD 可以看做是在流动基本方程（质量守恒方程、动量守恒方程、能量守恒方程）控制下对流动的数值模拟。通过自行编制CFD程序或使用商品化的CFD软件来完成流场分析任务。其工作流程如图 1 所示[5]，分为四个主要阶段。

2.1 建立数学模型

数学模型就是反映各物理量关系的微分方程（即流体的控制方程）及相应的定解条件，通常包括质量守恒方程、动量守恒方程、能量守恒方程，以及这些方程相应的定解条件。

2.2 建立计算模型

计算模型是指与数学模型所对应的高效、高精度的计算方法及相应的算法，通常主要指控制方程的数值离散化方法，如有限差分法、有限元法、有限体积法等。此外，还包括与相应离散化方法对应的贴体坐标的建立、离散网格的生成、输入参数的处理，以及迭代计算方案的选择、边界条件的离散化处理等。这是 CFD 的核心内容。

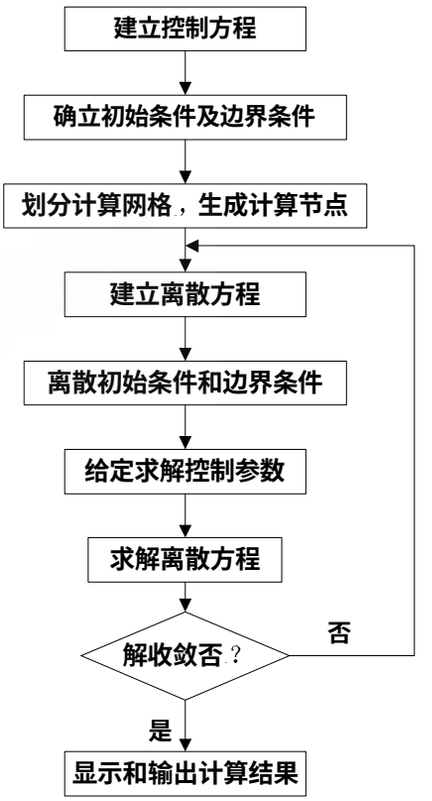


图 1　CFD 工作流程图

2.3 编程与数值模拟

编程是采用计算机程序来实现上述计算模型所规定的计算任务，数值模拟是在计算机上运行所编程的程序，从而完成某一特定问题的分析。如果采用商用 CFD 软件，如 FLUENT，则可省掉编程的工作，而直接用 CFD 程序进行数值模拟。数值模拟的主要任务是求解经过离散化处理后所生成的代数方程组。

2.4 显示计算结果

计算结果一般通过图表等方式显示，这对检查判断 CFD 计算质量和结果有重要参考意义。

3　CFD数学模型

流体流动要受物理守恒定律的支配，CFD 数学模型就是这些物理定律的数学描述，通常由质量守恒方程、动量守恒方程、能量守恒方程共三个基本控制方程组成。当需要考虑水流

万方数据

粘性时，还需要补充表征粘性特性的附加方程；如果系统中含有离散粒子（如分析含沙水流）时，还需要引入离散相模型方程；如含有多相（如空化流动）时，还应构建多相流动模型。这里，只给出基本流动的控制方程[5]。

3.1 基本控制方程

1）质量守恒方程

$$\frac{\partial r}{\partial t}+\frac{\partial u_j}{\partial x_j}=S_m \tag{1}$$

式中，r 是密度；t 是时间；u 是速度矢量 $\boldsymbol{u}$ 的坐标分量；x 是坐标方向；S_m 是由离散相加入到连续相的质量增量以及用户定义的其他源项，通常情况下 S_m=0；下标 j 表示坐标分量（j=1,2,3）。

上式是以张量的指标形式表示的连续方程，方程中的下角标符合张量的指标求和约定[5]。

2）动量守恒方程（Navier-Stokes方程）

$$\frac{\partial(ru_i)}{\partial t}+r\frac{\partial}{\partial x_j}(u_iu_j)=-\frac{\partial p}{\partial x_j}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[m\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}-\frac{2}{3}d_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right)\right]+F_i \tag{2}$$

式中，p 是流体微元体上的压力；F_i 是微元体上的体力，若体力只有重力，则 $F_i=rg_i$；m 是流体的动力粘滞系数；d_{ij} 是“Kronecker delta”符号（当 $i=j$ 时，$d_{ij}=1$；当 $i\neq j$ 时，$d_{ij}=0$）。

3）能量守恒方程

$$\frac{\partial(rT)}{\partial t}+r\frac{\partial}{\partial x_j}(Tu_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{k}{c_p}\frac{\partial T}{\partial x_j}\right)+S_T \tag{3}$$

式中，T 为温度；k 为流体的传热系数；c_p 为比热容；S_T 为流体的内热源及由于粘性作用流体机械能转换为热能的部分。

3.2 流体粘性模型

水泵中的水流是有粘性的，粘性在靠近固体壁面的区域表现影响最为突出，粘性常常引起旋涡、脱流等现象，从而导致水力损失。对于小泵来讲，在进行CFD分析时，粘性是不可忽略的，也就是说，水流不能当做理想流体对待，必须按湍流（紊流）处理（水泵内的流体一般不会处于层流区）。

一般认为，无论湍流运动多么复杂，上述连续方程(1)、Navier-Stokes方程(2)和能量方程(3)对于湍流的瞬时运动仍然是适用的。从而，也就诞生了求解湍流的直接数值模拟(DNS)方法，即直接采用数值方法求解方程(1)～(3)。但是，在高雷诺数的湍流中包含尺度极其细小的湍流涡，DNS求解时计算网格数将会多到目前的计算机不足以求解，因此，DNS还没有达到工程实用的程度。为此，常采用简化处理的方式，即将上述三个基本方程在时间域或空间域上做平均化处理。

在空间域上做平均化处理的方法就是大涡模拟(LES)方法，其基本思想是：用瞬时的Navier-Stokes方程(2)直接模拟湍流中的大尺度涡，不直接模拟小尺度涡，而小涡对大涡的影响通过近似的亚格子应力(SGS)模型来考虑。这种方法对于分析水力机械内的湍流压力脉动非常有效，是一种快速发展的湍流解法，正逐渐在水力机械中得到应用。

但是，大涡模拟方法仍然具有数值计量量大的问题，因此，目前广泛采用的是在时间域上进行平均化处理的方法，与之对应的是雷诺时均法，即把湍流运动看作由两个流动叠加而成，一是时间平均流动，二是瞬时脉动流动。从而，得到时均形式的控制方程，如方程(2)变为如下雷诺时均Navier-Stokes方程（简RANS方程）：

$$\frac{\partial(ru_i)}{\partial t}+r\frac{\partial}{\partial x_j}(u_iu_j)=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[m\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}-\frac{2}{3}d_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial x_j}(-r\overline{u_i'u_j'})+rg_i \tag{4}$$

式中，带有“′”上标的物理量表示瞬态脉动值，而其他物理量则为时均值。同时，可写出方程(1)与(3)的时均形式。

上式中的 $(-r\overline{u_i'u_j'})$ 项称为雷诺应力[5]，这属于新的未知量。要使方程组能够求解，必须对雷诺应力作出某种假定，即引入雷诺应力模型。由于没有特定的物理定律可以用来描述雷诺应力模型，所以只能以大量的实验观测结果为基础，建立经验公式。目前有两种方法用于构造雷诺应力模型，即常规雷诺应力模型和涡粘模型。由于常规雷诺应力模型需要引入6个新的控制方程来表示雷诺应力，因此，计算量大，工程上较少使用。涡粘模型不直接处理雷诺应力项，而是引入湍动粘性系数 m_t，然后把雷诺应力表示成 m_t 的函数，整个计算的关键在于确定 m_t。通常，依据确定 m_t 的微分方程数目的多少。涡粘模型包括零方

万方数据

程模型、一方程模型和两方程模型。目前两方程模型在工程中使用最为广泛，最基本的两方程模型是标准 k-e 模型，即构造关于湍动能 k 和耗散率 e 的方程。此外，还有各种改进的 k-e 模型，比较著名的是 RNG k-e 模型和 Realizable k-e 模型。由于 RNG k-e 模型是在标准 k-e 模型的基础上，考虑了旋转和壁面弯曲的影响，因此，被证明在水力机械中是最有效的方法，其相应的 k 方程和 e 方程如下：

$$r\frac{\partial(ku_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[a_k m_{eff}\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k+re \tag{5}$$

$$r\frac{\partial(eu_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[a_e m_{eff}\frac{\partial e}{\partial x_j}\right]+\frac{C_{1e}^{*}e}{k}G_k-C_{2e}r\frac{e^2}{k} \tag{6}$$

式中的各经验系数可从文献[5]中查到。

4　CFD计算模型

在形成了 CFD 数学模型（控制方程）后，要通过下述环节形成所求解问题的计算模型：计算模式、计划域的数值离散方法、空间离散格式、时间域离散格式、时间积分步长、流场数值算法、几何模型、计算网格、边界条件、初始条件、MRF、滑移网格、动网格等[5]。

所谓计算模式就是决定流场是定常还是非定常（稳定流还是非稳定流）、单相流还是多相流、流体是否有粘、有无离散相、温度变化是否需要考虑等。对于水泵的启动、关机过程、空化产生过程，以及压力脉动等特性的分析，均属于非定常分析，有时也称为瞬态分析或非稳态计算，即需要考虑时间因素的影响。对于水泵的在稳定工况下运行特性的分析，一般只需要做定常计算，即在控制方程中不考虑时间因素，从而可大大简化计算量。

计划域的数值离散方法是指变量在离散的节点之间的分布假设及相应的推导离散方程的方法。常用的方法有有限差分法、有限元法和有限元体积法，近年来使用最广泛的是有限体积法，目前常用的 CFD 软件均使用有限体积法，其特点是计算效率高。

空间离散格式是在空间域（网格）上建立离散方程时采用的插值方式，常用的离散格式有中心差分格式、一阶迎风格式、二阶迎风格式、乘方格式、QUICK 格式等。在格式选择时，一要考虑计算精度，二要考虑算法的稳定性。一般来讲，在二阶格式中，迎风格式具有较高的稳定性，而中心差分格式等具有较高的精度。

时间积分格式是指在时间域上积分控制方程时所使用的格式，常用的有显式、半隐式、全隐式等。显式格式要求时间步长较小，但计算效率高，而隐式格式一般需要解方程组。此外，时间积分格式是与所求解的物理问题相关的。

流场数值算法本质上是指离散方程组的解法，主要有耦合式解法和分离式解法。一种常用的分离式解法是基于原始变量模式的压力修正算法，即 SIMPLE 算法，意为求解压力耦合方程组的半隐式方法。此外，还有改进的 SIMPLE 算法（如 SIMPLEC 算法）及 PISO 算法等。PISO 算法在分析瞬态问题时优势更突出一些。

几何模型是指针对计算域，采用 CAD 软件构造的实体模型。实际计算的计算域，往往需要在物理域的基础上作适当延伸。计算网格是在计算域上进行剖分之后形成的小的单元。单元的形式对于二维问题主要有三角形和四边形，而对于三维问题主要有四面体、六面体、棱锥体。所生成的网格主要有结构化网络和非结构化网格两种。从理论上讲，网格单元越小，即网格越密，计算精度越高。实际计算时，往往在流场压力梯度或速度梯度比较大的地方，进行局部加密处理。

边界条件是求解任何物理问题都要设定的，常用的有速度进口、压力进口、壁面、出口等。选择正确的边界条件是得到正确计算结果的关键。看似简单，但准确给定复杂问题的边界条件并不是一件容易的事，需要通过积累经验达到熟能生巧。初始条件是非定常（瞬态）问题所必须输入的内容，表征各物理量在初始时刻的取值。

MRF、滑移网格、动网格等是指对具有相对运动的不同物理结构的处理方式。在水泵 CFD 分析中，对于定常分析，常常采用 MRF 模式，即用多重参考坐标系来表征叶轮、泵壳内的流体；对于非定常计算，一般要选择滑移网格，只有这样，才能处理叶轮与固体部件间的相对旋转运动；而对于容积式泵，往往采用动网格来模拟活塞的运动。

5　数值模拟与后处理

当针对特定物理问题构建了上述计算模型

万方数据

后，便可进行数值模拟。数值模拟的核心是解离散化的方程组。这一过程可通过用户自行编制计算程序来实现，也可借助CFD软件来完成。由于商用CFD软件不仅包含快速的求解器，通常还包含有功能强大的前处理器和后处理器，且其求解器是开放式的，允许用户选择和填加各种计算模型，因此，近年来得到广泛应用。水力机械中的各种复杂分析计算功能，基本上都可以在商用CFD软件中完成。

常用的CFD软件有两类[5]，一类是以有限体积法为核心，如FLUENT、STAR-CD、PHOENICS，另一类是以有限元法为核心，如FIDAP。还有的是将两类方法结合在一起，如CFX-TASCflow采用基于有限元理论的有限体积法。目前在水力机械中使用最广泛的CFD软件是FLUENT、CFX-TASCflow和STAR-CD。

这些软件的一个共同特点是前后处理功能强大，可以输出压力、速度、温度的等值线图、渲染后的云图、速度矢量图，还可输入流动的迹线，以及流场动画，从而可以让用户直观地了解流场中的速度分布、压力分布，以及发现旋涡区、脱流区等。对于水力机械，还可计算得到任意两个过水断面间的水力损失、泵的扬程，预测叶轮上的扭矩及泵的水力效率[9]。

6 CFD的V&V

V&V是英文Validation and Verification的缩写，意为CFD解的正确性与准确性。这是评价CFD计算结果的重要内容。Validation用于评估数学模型的正确性，即所建立的控制方程是否正确，为达此目的，常将计算结果与实验结果相比较；Verification用于评估计算模型的准确性，即所建立的计算模型的精度如何，为达此目的，常将计算结果同现有的理论分析结果或已被确认的高精度分析结果相比较。目前，CFD的V&V使用的标准是美国AIAA G-077-1998《Guide for the Verification and Validation of Computational Fluid Dynamics Simulations》，在该标准中，对如何评价一个CFD计算结果做了详细规定。在该标准基础上，目前正在制订ANSI国际标准。

AIAA G-077-1998就好比水泵测试领域有一个GB3216-89国家标准一样。GB3216-89用于表征在特定试验台上进行水泵性能测试时所采用的仪表精度、测试方法和结果的可信度，而AIAA G-077-1998就相当于在计算机上进行CFD数值模拟时所采用的方法、手段及CFD结果的可信度。为此，所有从事CFD的工作者，都应认真研读AIAA G-077-1998。只有这样，才能达到对所得到的计算结果心中有数。

到目前为止，准确评价CFD的计算精度，还是一件比较困难的事。现有商用CFD软件的Validation问题，应该已经解决，这就好比水泵试验台的仪表已经过标定一样。而Verification是一个比较突出的问题，原因在于同样一个物理问题，采用同样的CFD软件，因所采取和计算模型不同，常得到完全不同的计算结果，有时甚至相反的结果，这就相当于水泵测试时泵的安装、仪表位置、测试手段不同会导致相异的结果一样。

假定采用同一个商用CFD软件，在相同的计算机硬件环境下进行同一台水泵CFD分析，采用相同的数学模型，影响水泵CFD结果的主要因素有：计算模式、计划域的数值离散方法、空间离散格式、时间域离散格式、时间积分步长、流场数值算法、几何模型、计算网格、边界条件、初始条件、近壁面流场处理方式、MRF、滑移网格、动网格等。可以看出，计算模型中的所有因素，都可能对计算结果产生影响。例如，两个模拟分别采用结构化网格和非结构化网格，可能得到的结果相差10%以上，特别是在流动急剧变化的区域可能结果相差更多；即使采用相同类型、相同单元的网格，如果在叶片入口进行局部加密与不加密处理，结果也会有差别。

为了准确评价并有效地采用CFD进行工程分析，需要针对特定泵型分别开展内部流场测试和CFD标准化数值试验研究，以期建立可用于做水泵CFD的Verification评估之用的“高精度”参照系。由于水泵CFD刚刚处于起步阶段，这项任务将是一长期的。

7 水泵CFD现状与发展趋势

7.1 水泵CFD现状

从上世纪80年代开始，CFD在水泵水力设计和性能分析中发挥作用，但真正达到工程实用水平是在最近几年[6]。水泵CFD的现状体现在以下几个方面。

1）CFD已经成为现代水泵设计与分析的必要工具和手段。

有些水泵制造商自行开发满足个性化需求的

万方数据

CFD软件，如Concepts NREC公司开发了pbCFD软件[2]，德国慕尼黑大学开发了CNS3D软件[10]，但大多数厂商选择商用CFD软件进行流动分析，如ITT Flygt、KSB等公司选择FLUENT[7]，ABB、Siemens、CE、Westing House等公司选择CFX-TASCflow[8]进行产品研发。

CFD已不仅仅局限于流场计算，它与CAD的集成越来越密切，因而正在形成满足工业应用的水泵反问题设计方法[3,6,11~14]。例如，日本荏原公司(EBARA)[15,16]开发了专门的CAD实体造型、自动网格生成和快速CFD分析系统，系统直接与快速成形制造系统及由数控机床组成的柔性加工系统相连接，可快速开发出高效、稳定的水泵产品，不仅带来了设计理念的革新，还保证了设计出的产品无二次流和脱流等现象，形成了较为成熟的反问题设计方法。法国所开发的HELIOX水泵设计软件[13]可与多种三维分析工具相连接，让设计者更好地了解流动的各种物理现象，并对泵内流场进行控制。此外，考虑到与CFD耦合进行CAD优化极其耗时，文献[3]介绍的MLCFD软件实现了多级CFD技术，可让用户视需要选择3D欧拉无粘计算或3D Navier-Stokes方程求解。在MLCFD中，水泵的初步设计由根据现有数据库经过深入培训的人工神经网络实现，然后采用快速3D欧拉方法粗略估计水泵设计质量，最终的优化设计通过求解3D Navier-Stokes方程来实现。

CFD还常与结构有限元系统集成，用于流固耦合计算，以完成水泵结构动力学特性分析，特别是结构振动特性和结构强度特性的计算[17,18]。

2）基于CFD的水泵性能预测已基本达到工程实用程度。

在定常条件下，水泵扬程、效率等主要能量指标的预测精度一般可达5%或更高[19,20]。例如，印度Kirloskar Brothers泵业公司[19]为准确预测离心泵性能曲线，进行了多方案数值试验研究，包括数值格式、湍流模型、动静部件间的耦合处理方式、网格类型和大小等参数对计算结果的影响。通过与试验结果对比，所预测出的扬程—流量、效率—流量曲线，在最优工况下与实测值的偏差小于3%，而$NPSH_r$曲线也与试验值非常接近。瑞士苏尔寿公司(Sulzer)[1]采用CFD技术预测了立式混流泵从关死点到最大流量的性能曲线，通过蜗壳上多个测压孔的量测，证明CFD计算是非常准确的。王海松[21]预测了轴流泵的扬程和效率，偏差在5%以内。当然，目前取得的这些预测精度，往往是有条件的，与软件使用者的经验、同类型水泵的流场测试和外特性曲线数据库大小等有关。目前还没有办法做到对于任意给定类型、规格的水泵均能准确预测出全工况范围内的扬程、功率和效率特性[22]。

非定常条件下的水泵CFD分析，是近几年的研究热点之一，基于非定常理论的水泵流场压力脉动计算、机组过渡过程分析、振动分析等已取得进展[23,24]。德国柏林技术大学的Majidi[4]利用滑移网格技术分析了离心泵叶轮与压水室的相对运动，得到了叶轮与蜗壳内周期性的压力场分布，特别是隔舌所引起的附近区域的压力脉动，为研究叶片表面载荷分布提供了依据。比利时根特大学的Voorde[23]在FLUENT软件下，使用多重参考坐标系统、混合平面技术和滑移网格技术分析了离心泵的稳态和非稳态流动，进行了多种算例的研究，认为非定常计算的计算量是定常计算的30~50倍。因此，非定常计算一般需要较大容量和高速度的计算机，有时需要在并行环境下进行。例如，西班牙Oviedo大学的Fernandez[20]用5台PC机组成的并行集群模拟了混流泵内的非定常复杂流动现象，取得与实验吻合的结果。

介于定常与非定常之间的准非定常流动模拟(quasi-unsteady flow simulation)在分析离心泵径向力方面，正在发挥独特作用[25]。

在汽蚀计算方面，随着多相模型的发展与完善，汽蚀计算的精度也在提高。例如，美国宾夕法尼亚州立大学的Medvitz[26]采用两相RANS方程模型研究离心泵汽蚀流动，分别进行定常、非定常条件下全工况范围内的汽蚀特性分析，取得与实验较接近的结果。

目前的商用软件基本上都具备了汽蚀分析功能，其中用于汽蚀分析最广泛的软件是CFX-TASCflow。例如，Flowserve公司[27]、EBARA公司[28,29]、Sulzer公司[30]均使用该软件成功地捕捉到了初生空泡，并对最优工况下的汽蚀余量$NPSH_r$进行了比较准确的预测。当然，由于汽蚀自身所具有的复杂性，汽蚀CFD分析仍然是一个难点，不同软件、不同条件下得到的结果可能差异较大。例如，Sulzer公司从工业应用的角度出发，分别采用商用CFD软件与自行开发的汽蚀计算程序，预测了水泵汽蚀的发展及其对主流的影响，但采用两种手段所得到的结果有较大差

万方数据

异[30]，文中分析了不同手段的特点及适用范围。文献[10,31]也通过与试验结果对比的方式，分析了通过 CFD 计算 $NPSH_r$ 所产生的误差问题。

3）一些新计算模型正被逐渐采用，CFD 分析方法趋向于多样化。

从 CFD 分析方法看，十年以前广泛使用的 2D 或准 3D 的流线曲率法、两类流面迭代计算方法，已经基本退出历史舞台，取而代之的是全 3D 分析方法。尽管有些场合下为了快速了解流场的大体情况而仍然采用 3D 欧拉无粘计算[3]，但 3D 湍流计算是目前的主流。为了有效处理水流粘性，在水泵 CFD 中，目前广泛采用基于 RANS 的 k-e 湍流模型[20,32,33]。

大涡模拟方法虽然计算量偏大，但近几年随着计算机性能的提高，在非定常模拟方面表现出独特优势[34]。例如，为了获得高抗汽蚀性能，在设计工况下，常使水流以一定冲角进入诱导轮，这样就导致诱导轮在一定流量范围内产生旋转回流。基于时均化理论的 RANS 不能用于模拟回流和回流涡等不稳定现象，而Fukao[35]成功地采用大涡模拟方法方法分析了诱导轮进口处的回流涡结构及其不稳定量，得到了与试验吻合的结果。

从所研究的抽送介质看，虽然多数 CFD 分析是针对单相流体（水）的，但气液两相流的分析越来越多。除了前面介绍的用以研究汽蚀特性的两相流计算外，还有针对普通的气液输送问题的 CFD 计算，如文献[12]采用气液两相流理论进行油气混输泵的设计，文献[36]采用气液两相流理论分析自吸泵的启动过程，文献[37]采用双流体模型，比较准确地预测了潜油泵在抽送夹杂大量气体的油时的水力性能。文献[38]采用改进的 k-e 模型，在考虑了液相的粘性及气相的可压缩性后，实现了轴流泵的优化设计。

在输送含有固体颗粒的液体时，CFD 的离散相模型也发挥了作用。例如，美国Westinghouse Savannah River公司[39]通过CFD计算确定了泥浆泵能够使泥浆“流动”起来的最低输送速度。

过去以单通道（即选取两个叶片所夹区域为计算域）分析为主[40]，目前大多以全通道分析为主[4]。在动静部件的界面处理模式上，目前普遍采用滑移网格技术及动网格技术等[23,24]。

4）快速发展的水泵内部流场测量技术为准确评价 CFD 计算精度提供了帮助。

要准确评价 CFD 计算结果，在目前缺乏国家标准和 ANSI 标准的情况下，只能采用与内部流场实测结果或水泵外特性测试结果对比的方法。如文献[22]采用试验、理论分析和数值计算相结合方法，研究了离心泵圆盘摩擦损失和不同径向间隙情况下的泄漏损失，从而比较了不同方法的误差。KSB 公司采用油面示踪法，分析离心泵流动，从而检查 CAD 及 CFD 结果[41]。目前使用最广泛的速度场直接测试方法是PIV，例如，丹麦的Byskov[34]在用LES方法模拟离心泵叶轮全流量范围内的流场后，发现在某些工况下有死水区存在，而用 RANS 方法却没有发现，通过 PIV 测试，证明LES结果更接近于实际。法国国立高等工程技术学院的Wuibaut[42]、英国斯特拉思克莱德大学的Stickland[43]分别采用PIV技术，测量了离心泵叶轮和导叶中的流场，并分别与 CFD 结果进行了比较，对准确开展 CFD 工作提供了帮助。

内流场直接测量的方式，虽然理论上更准确，且具有发展潜力，但测试成本较高，实测精度受限，因此，目前更多的 CFD 计算通过与水泵外特性相比较的方法来检验CFD精度。例如，Flowserve公司[44]采用外特性试验与CFD预测结果对比的方法，有效确定了双吸泵蜗壳的结构参数。

除了以上介绍的水泵 CFD 外，专门针对诱导轮[35,45]、导叶与压水室[32,33]、磁力泵[46]、推进器[47]以及容积式泵[48]所做的 CFD 分析，也取得了较好的效果。

7.2 水泵 CFD 的发展方向

水泵 CFD 对于水泵新产品的开发和已有产品的技术改造具有重要的推动作用，也将是未来水泵领域研究的重点。未来水泵CFD的发展方向可以概括为：

1）高适应性和高精度。目前的CFD分析还存在很大局限性，只是在特定条件下才能取得比较可靠的结果。因此，需要在计算模型、流场量测手段、数值计算方法等诸多方面进行改进，同时试验不同的数值处理模式，找到与不同类型水泵相适用的 CFD 分析模式。

2）高速度。目前的水泵 CFD 计算时间还显过长，即使在最快速的 PC 机上，高精度、多时步的非定常计算也需要数天才能完成，有时计算规模还受到一定限制，这一方面依赖于计算机软硬件条件的进步，另一方面依赖于高效的算法研究，特别是水泵 CFD 的粗粒度并行算法研究。目前这方面的工作还很薄弱。

万方数据

3)集成化与模块化。需要研究更加适应水泵特点的CFD前处理器、求解器、后处理器，以及与CAD、FEM和CAM等模块能有效连接的水泵集成设计分析系统，此外，针对水泵应用的不同特点，要建立专门的分析模块，如能量指标预测模块、汽蚀分析模块、压力脉动分析模块等。

4)易用性。目前的CFD对使用者的知识结构及应用经验有较大的依赖性，需要在智能化方面做深入研究，使其能满足不同层次用户的需要。

5)评价体系的建立。为了从根本上提高CFD水平，需要进一步改进和提高流场测试手段和水平，建立CFD计算的标准化评判体系。

8 结论

CFD为分析水泵内部复杂流场提供了一种新的手段，CFD的理论与方法正在走向成熟，基于湍流模式的水泵全三维定常与非定常计算，已能够获得与实际情况基本相符的流动细节，并对水泵系统的工作特性进行预测。随着CFD理论和数值方法的进一步完善，有可能从本质上揭示水泵汽蚀和水力振动等重要水力特性的机理，从而为研究和开发高性能、大流量、高扬程的水泵装置提供新的理论和技术依据。但是，CFD理论在水泵中的应用是初步的，CFD模拟中的近壁面处理问题、控制方程时间积分步长问题、并行算法问题等诸多问题，仍需要进一步深入研究。

参考文献：

[1] Muggli F A, Holbein P, Dupont P. CFD calculation of a mixed flow pump characteristic from shutoff to maximum flow. Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, 2002, 124(3): 798~802.

[2] Andersen M R, Gu Fahua, MacLeod P D. Application and validation of CFD in a turbomachinery design system. Porceedings of the ASME Process Industries Division, 2003, 21~32.

[3] Muller N, Einzinger J, Lepach T, Kramer S, Thum S, Schilling R. Application of a multi level CFD-technique for the design optimisation of hydraulic machinery bladings. Proceedings of the ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference 2004, v2: 601~608.

[4] Majidi Kitano. Numerical study of unsteady flow in a centrifugal pump. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(2): 363~371.

[5] 王福军. 计算流体动力学分析栈FD软件的理论与应用[M]. 北京：清华大学出版社，2004.

[6] Hornsby Craig. CFD-Driving pump design forward. World Pumps, 2002, 431:18~22.

[7] Fluent Inc. Comprehensive Flow Solutions for Pump Applications. Fluent Inc., 2003.

[8] ANSYS. CFX-TASCflow-旋转机械一体化解决方案. ANSYS公司，2004.

[9] 王福军. CFD在水力机械湍流分析与性能预测中的应用[J]. 中国农业大学学报, 2005, 10(4): 75~8.

[10] Frobenius Moritz, Schilling Rudolf, Friedrichs Jens, Kosyna Gunter. Numerical and experimental investigations of the cavitating flow in a centrifugal pump impeller. ASME Fluids Engineering Division (Publication), 2002, 257(2B): 361~368.

[11] Concepts NREC, Modern pump-design software systems offer an integrated process with fluid dynamics. World Pumps, 2001, 417: 51~54.

[12] Cao Shuliang, Peng Guoyi, Yu, Zhiyi. Hydrodynamic design of rotodynamic pump impeller for multiphase pumping by combined approach of inverse design and CFD analysis. Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, 2005, 127(2): 330~338.

[13] Asuaje M, Bakir F, Kouidri S, Noguera R., Rey R. Computer-aided design and optimization of centrifugal pumps. Journal of Power and Energy, 2005, 219(3): 187~193.

[14] 郭鹏程，罗兴锜，刘胜柱. 基于三维紊流数值计算的离心泵叶轮优化设计[J]. 机械工程学报, 2004, 40(4): 181~184.

[15] Goto Akira, Nohmi Motohiko, Sakurai Takaki, Sogawa Yoshiyasu. Hydrodynamic design system for pumps based on 3-D CAD, CFD, and inverse design method. Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, 2002, 124(2):329~335.

[16] Goto Akira, Zangeneh Mehrdad. Hydrodynamic design of pump diffuser using inverse design of the ASME, 2002, 124(2):371~376.

[17] A.K. Slone, K. Pericleous, C. Bailey, M. Cross, Dynamic fluid-structure interaction using ?nite volume unstructured mesh procedures, Computers &Structures, 2002, 80: 371~390.

[18] D. Filsinger, J. Szwedowicz, O. Schafer, Approach to unidirectional coupled CFD-FEM analysis of axial turbocharger turbine blades. Transactions of ASME: Journal of

万方数据

Turbomachinery, 2002, 124(1): 125~131.

[19] Shukla S N, Kshirsagar J T. Numerical experiments on a centrifugal pump. ASME Fluids Engineering Division (Publication), 2002, 257(2B): 709~720.

[20] Fernandez J, Blanco E, Santolaria C, Scanlon T J, Stickland M T. A numerical analysis of a mixed flow pump. ASME Fluids Engineering Division (Publication), 2002, 257(2B): 791~798.

[21] 王海松. 轴流泵CAD-CFD综合特性研究[D]. 中国农业大学, 2005.

[22] Tamm Alberto, Ludwig Gerhard, Stoffel Bernd. Numerical, experimental and theoretical analysis of the individual efficiencies of a centrifugal pump. Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2001, v2: 241~248.

[23] Voorde J V, Dick E, Vierendeels J, Serbruyns S. Performance prediction of centrifugal pumps with steady and unsteady CFD-methods. Advances in Fluid Mechanics, 2002, 32: 559~568.

[24] 徐朝晖, 吴玉林, 陈乃祥. 基于滑移网格与RNG湍流模型计算泵内的动静干扰[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(1): 66~68.

[25] Asuaje M, Bakir F, Tremante A, Noguera R, Rey R. 3D quasi-unsteady flow simulation in a centrifugal pump-comparison with the experimental results. Proceedings of the ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference 2004, v2B: 1081~1090.

[26] Medvitz R B, Kunz R F, Boger D A, Lindau, J W, Yocum A M, Pauley L L. Performance analysis of cavitating flow in centrifugal pumps using multiphase CFD. Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, 2002, 124(2): 377~383.

[27] Visser F C. Some user experience demonstrating the use of computational fluid dynamics for cavitation analysis and head prediction of centrifugal pumps. Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2001, v2: 363~368.

[28] Nohmi Motohiko, Iga Yuka, Goto Akira, Ikohagi Toshiaki. Experimental and numerical study of cavitation breakdown in a centrifugal pump. Proceedings of the ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, 2003, v2B: 1251~1258.

[29] Nohmi Motohiko, Iga Yuka, Goto Akira, Ikohagi Toshiaki. Experimental and numerical study of cavitation breakdown in a centrifugal pump. Proceedings of the ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, 2003, v2B: 1251~1258.

[30] Dupont Philippe, Casartelli Ernesto. Numerical prediction of the cavitation in pumps. ASME Fluids Engineering Division (Publication), 2002, 257(2B): 825~833.

[31] Friedrichs Jens, Kosyna Gunter. Experimental and numerical investigation of the performance instability in a mixed-flow impeller. ASME Fluids Engineering Division (Publication), 2002, 257(2B): 283~290.

[32] Plutecki Janusz, Skrzypacz Janusz. CFD simulations of 3D flow in a pump stator with a spherical surface. World Pumps, 2003, 443: 28~31.

[33] Sano Takeshi, Yoshida Yoshiki, Tsujimoto Yoshinobu, Nakamura Yuki, Matsushima Tatsuhito. Numerical study of rotating stall in a pump vaned diffuser. Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, 2002, 124(2): 363~370.

[34] Byskov R K, Jacobsen C B, Pedersen N. Flow in a centrifugal pump impeller at design and off-design conditions - Part II: Large eddy simulations. Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, 2003, 125(1): 73~83.

[35] Fukao Shinji, Yamanishi Nobuhiro, Qiao Xiangyu, Kato Chisachi, Tsujimoto Yoshinobu. LES simulation of backflow vortex structure at the inlet of an inducer. Transactions of the JSME, Part B, 2004, 70(700): 3058~3065.

[36] Zhao Fengjiao, Wang Fujun, Mixture model appllied to the numerical simulation of pump self-priming phenomena, Proceedings of 8th Asian International Fluid Machinery Conference, 2005, Yichang, China.

[37] Caridad Jose, Kenyery Frank. CFD analysis of electric submersible pumps (ESP) handling two-phase mixtures. Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME, 2004, 126(2): 99~104.

[38] Tremante A, Moreno N, Rey R, Noguera R. Numerical turbulent simulation of the two-phase flow (liquid/gas) through a cascade of an axial pump. Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, 2002, 124(2): 371~376.

[39] Leishear R A, Stefanko D B, Dimenna R A, Lee S Y. Mixing in large scale tanks part III predicting slurry pump performance. Proceedings of the ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference 2004, v4: 785~794.

[40] Nakamura S, Ding W, Yano K, Veres J P. 2.5D single passage CFD model for centrifugal pumps. ASME Fluids Engineering Division (Publication), 1998.

万方数据

[41] Hamkins C P, Bross S. Use of surface flow visualization methods in centrifugal pump design. Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, 2002, 124(2): 314~318.

[42] Wuibaut G, Bois G, Dupont P, Caignaert G, Stanislas M. PIV measurements in the impeller and the vaneless diffuser of a radial flow pump in design and off-design operating conditions. Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, 2002, 124(3): 791~797.

[43] Stickland M T, Scanlon T J, Fernandez J, Blanco M E, Parrondo J. A numerical and experimental analysis of flow in a centrifugal pump. ASME Fluids Engineering Division (Publication) FED, 2002, 257(2B): 703~708.

[44] Graf E,Margolin L, Cooper P. Optimization of turbomachinery double volutes: Part I- Experimental and CFD understanding. Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2001, v2: 295~300.

[45] Ashihara Kosuke, Goto Akira. Effects of blade loading on pump inducer performance and flow fields. ASME Fluids Engineering Division (Publication), 2002, 257(2B): 925~934.

[46] Pirker S, Silber S. CFD simulation of a sealless pump configuration. Advances in Fluid Mechanics, 2003, 36: 177~186.

[47] Oh H W, Yoon E S, Kim K S, Ahn J W. A practical approach to the hydraulic design and performance analysis of a mixed-flow pump for marine waterjet propulsion. Journal of Power and Energy, 2003, 217(6): 659~664.

[48] Vande Voorde J, Vierendeels J, Dick E. Development of a Laplacian-based mesh generator for ALE calculations in rotary volumetric pumps and compressors. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2004, 193 (39~41): 4401~4415.

[49] Langthjem M A, Olhoff N. A numerical study of flow-induced noise in a two-dimensional centrifugal pump. Part I. Hydrodynamics. Journal of Fluids and Structures, 2004, 19: 349~368.

Analysis on CFD Application in Water Pumps

WANG Fu-jun, LI Yao-jun, WANG Wene, CONG Guo-hui, WANG Li-ping

(College of Water Conservancy & Civil Eng., China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: As an approach to analyses 3D complex flow field, Computational Fluid Dynamics (CFD) has been widely applied in pump design and analysis. It can be used to study the features of pump energy transfer and cavitation, predict pump operation characteristics, and optimize pump hydraulic design. This paper describes the details of pump CFD analysis including the mathematical model of pump CFD, mesh and numerical scheme, turbulence model, function and limitation of CFD, etc. Validation and verification of CFD are discussed according to the latest relative standards. The current situation and development trend of pump CFD are also presented.

Key words: Pump; Flow field; Performance prediction; Computational fluid dynamics

江苏省流体中心两项国家863项目课题通过省级鉴定

日前，由江苏大学博士生导师袁寿其教授主持的“PXH隙控式全射流喷头理论、设计方法及产品研制”及由博士生导师施卫东教授主持的“射流式自吸喷灌泵的研制与产业化开发”通过江苏省科技厅鉴定。

“PXH隙控式全射流喷头理论、设计方法及产品研制”来源于国家高技术研究发展计划(863计划)“新型喷滴灌系统关键设备的研制与产业化开发”，项目编号2004AA2Z4010。“射流式自吸喷灌泵的研制与产业化开发”属“十五”国家科技重大专项“现代节水农业技术体系及新产品研究与开发”中的“轻小型移动式与大型自走式喷灌机组及配套产品研制与产业化开发”课题，项目编号：2002AA6Z3161。

专家们认真听取了研究汇报，对试验现场和数据进行了检查。鉴定委员会充分肯定了两个项目的研究成果及其广阔的推广应用前景，一致同意通过鉴定，并给予“成果总体上居国际先进水平，在隙控式射流元件结构方面达到国际领先水平”及“国际先进水平”的高度评价。

(李红供稿)

万方数据