

CFD 在水力机械湍流分析与性能预测中的应用

王福军

(中国农业大学 水利与土木工程学院, 北京 100083)

摘要 为了研究水力机械运行特性,将最新发展的计算流体动力学(CFD)理论与方法应用于水力机械湍流分析,给出了水力机械湍流流动控制方程,分析了求解湍流流动的 Reynolds 时均法和大涡模拟法的适用性,建立了通过湍流流场分布预估水力机械能量特性和空化特性的数学模型。通过基于 $k-\epsilon$ 双方程湍流模型的轴流泵全流道三维定常湍流计算,获得了与实际情况相符的流动细节。根据计算结果对轴流泵的能量、空化性能所做的预估,与试验结果基本一致。CFD 理论和方法为探寻水力机械流场流动特性与结构动力特性间的复杂关系提供了一种新手段,为研究和开发高性能、大流量、高水头的水轮机和水泵提供理论和实际应用参考。

关键词 水泵;水轮机;湍流;性能预测;CFD

中图分类号 TV 131.65; TV 136

文章编号 1007-4333(2005)04-0075-06

文献标识码 A

Application of CFD to turbulent flow analysis and performance prediction in hydraulic machinery

Wang Fujun

(College of Water Conservancy and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract With the aim of examining the performance of hydraulic machinery, an improved approach of computational fluid dynamics (CFD) has been proposed from the viewpoint of analysing the turbulent flow in hydraulic machinery. The governing equations of turbulent flow in hydraulic machinery are presented. The Reynolds Time-averaging method and Large Eddy Simulation method used to describe the turbulent flow are analysed. According to the distribution of turbulent flow field, the mathematic models of predicting energy and cavitation characteristics of hydraulic machinery are set up. 3D steady turbulent flow simulations in an axial pump are performed by adopting $k-\epsilon$ turbulence model. The computational pressure distributions are detailed. The computational results are compared to the measurements with respect to pump head and efficiency at several operating conditions. The difference between computational and experimental results is very limited. Numerical investigations show that CFD method could be a powerful approach to study the complicated relation between structure dynamics and fluid dynamics of fluid machinery. It is advantageous to improve the performance of large scale hydraulic turbines and pumps.

Key words hydraulic pump; water turbine; turbulent flow; performance prediction; CFD

随着南水北调及三峡水利工程的兴建,水泵、水轮机作为关键水力机械装置,其容量和尺寸在不断增大。从已投产的大型泵站和水电站的运行情况看,大型机组普遍存在振动、空化、出力(效率)不足等问题^[1-2]。振动和空化等特性直接与过流部件的水压力脉动有关,解决这些问题的关键在于有效掌

握和控制相应过流部件的流场^[3]。

观测表明,水力机械内部流动在多数情况下处于湍流状态,流场由各种不同尺度的湍流涡叠合而成^[4]。这些涡具有旋转结构,涡的大小及旋转轴的方向分布是随机的^[5-6]。由于湍流的复杂性,很难通过试验来掌握水力机械内部的湍流状态,而近几

收稿日期: 2005-05-18

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50479008)

作者简介: 王福军,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, E-mail: wangfj@cau.edu.cn

年快速发展起来的计算流体动力学(CFD)理论和方法^[7-9],给我们认识水力机械湍流流动提供了一种新的途径,对揭示水力机械流场流动特性与结构动力特性间的复杂关系,具有潜在的优势。

1 水力机械流动控制方程

水力机械转轮和导叶等部件内的流动可以认为是不可压、非定常的三维湍流流动,在直角坐标形式的绝对参照系下,描述其瞬时流动状态的基本控制方程包括^[4]:

连续方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

Navier-Stokes 方程(动量方程)

$$\rho \frac{\partial}{\partial t}(u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + S_i \quad (2)$$

式中: ρ 为流体的密度, u 为速度, p 为压力, t 为时间, x 为空间坐标, μ 为动力粘度, S 为源项, 指标 i, j 表示坐标轴方向分量, 遵从张量中的求和约定。

2 湍流模型及数值解法

虽然式(2)所示的瞬时 Navier-Stokes 方程可以用于描述湍流,但由于湍流具有微尺度上的高度脉动性,加之 Navier-Stokes 方程的非线性性,以及水力机械边界条件的多样性,使得方程不存在解析解,甚至不能用直接数值模拟(DNS)方法来描述三维时间相关的全部流动细节,目前只能借助时间平均法或空间过滤法来“简化”湍流脉动,也就是要在式(2)的基础上构造附加的湍流模型^[7]。

2.1 时间平均法湍流模型

时间平均法就是对湍流脉动在时间域上取平均,目前常用 Reynolds 时均法^[10]。它把湍流的瞬时运动看作是由平均值和脉动值所对应的两个流动叠加而成。这样,在时均系下,由式(1)表示的连续方程在形式上不变,而由式(2)表示的瞬时 Navier-Stokes 方程变为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right) + S_i \quad (3)$$

可以看到,时均流动的方程里多出 $-\overline{u_i u_j}$ 项,展开后对应于 6 个不同的应力项,即 3 个正应力和 3 个切应力,被定义为 Reynolds 应力^[10]。由于增加了 Reynolds 应力,因此,要使系统的控制方程组封闭,必须引入新的湍流模型(方程)。

1) Reynolds 应力模型。

在该模型中,直接构建表示 Reynolds 应力的方程,然后联立求解时均化的连续方程、Navier-Stokes 方程及新建立的 Reynolds 应力方程,以得到流场的解。通常,Reynolds 应力方程是微分形式的,也可简化为代数形式,分别称为 Reynolds 微分应力方程模型和代数应力方程模型^[8,10]。由于这 2 种模型均增加 6 个新方程,因此,计算规模增加,计算成本过高,工程应用并不普遍。

2) 涡粘模型。

在涡粘模型中,不直接处理 Reynolds 应力项,而是引入涡粘系数 μ_t ^[8],然后把湍流应力表示 μ_t 成的函数。涡粘系数 μ_t 建立了 Reynolds 应力与平均速度梯度的关系:

$$-\overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \delta_{ij} \quad (4)$$

式中, μ_t 为涡粘系数, u_i 为时均速度, δ_{ij} 是“Kronecker delta”符号, k 为湍动能。

计算的关键在于确定涡粘系数 μ_t 。依据确定 μ_t 的微分方程数目,涡粘模型分为零方程模型、一方程模型和两方程模型。两方程模型因精度较高,目前得到较广泛应用。最基本的两方程模型是标准 k - 模型,以及各种改进的 k - 模型,如 RNG k - 模型和 Realizable k - 模型。

在标准 k - 模型中,湍动能 k 和耗散率 ϵ 是两个基本未知量,对应的输运方程为^[7,8]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - Y_M + S_k \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_1 \frac{\rho k}{k} (G_k + C_3 G_b) - C_2 \frac{\rho \epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (6)$$

其中, G_k 是由平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项, G_b 是由浮力引起的湍动能 k 的产生项, Y_M 代

表可压湍流中脉动扩张的贡献, C_1 、 C_2 和 C_3 为经验常数, k 和 ϵ 分别是与湍动能 k 和耗散率 ϵ 对应的 Prandtl 数, S_k 和 S_ϵ 是用户定义的源项。

因 k - ϵ 两方程模型具有求解方程数目少、计算速度快、精度也可以满足工程需要等特点, 目前成为了应用最广泛的湍流模型。

2.2 空间过滤法湍流模型

为了模拟湍流流动, 一方面要求计算网格的尺寸应大到足以包含湍流运动中出现的最大涡, 另一方面要求计算网格的尺度应小到足以分辨最小涡的运动。然而, 就目前的计算机能力来讲, 能够采用的计算网格的最小尺度仍比最小涡的尺度大很多。因此, 只能放弃对全尺度范围上涡的运动的模拟, 而只将比网格尺度大的湍流运动通过瞬时 Navier-Stokes 方程直接计算出来, 对于小尺度的涡对大尺度运动的影响则通过建立模型来模拟, 从而形成了大涡模拟 (LES) 方法^[10]。

在大涡模拟方法中, 首先需建立一种数学滤波函数, 从湍流瞬时运动方程中将尺度比滤波函数尺度小的涡滤掉, 从而分解出描写大涡流场的运动方程, 而被滤掉的小涡对大涡运动的影响, 则通过在大涡流场的运动方程中引入附加应力项来体现。

采用有限体积法本身隐含的滤波功能构造滤波函数, 并对式 (2) 进行滤波处理后, 瞬时 Navier-Stokes 方程变为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\overline{u_i}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{u_i u_j}) = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \overline{u_i \tau_{ij}}}{\partial x_j} \quad (7)$$

式中: 带有上划线“ $\overline{\quad}$ ”的量为滤波后的场变量, τ_{ij} 为亚格子尺度应力模型 (SGS 模型)。

SGS 模型体现了被滤掉的小涡对大涡运动的影响, 在 LES 方法中占有十分重要的地位。最早、也是最基本的 SGS 模型由 Smagorinsky^[11] 提出, 后来多位学者发展了该模型, 文献 [12] 对各种模型的应用效果进行了比较。最新的 SGS 模型如下^[13]:

$$\tau_{ij} - \frac{1}{3} \epsilon \delta_{ij} = -2 \mu_t \overline{S_{ij}} \quad (8)$$

式中: μ_t 是亚格子尺度的涡粘系数, 文献 [13] 推荐为:

$$\mu_t = (C_s \Delta)^2 |\overline{S}| \quad (9)$$

其中,

$$\overline{S_{ij}} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right), \quad |\overline{S}| = \sqrt{2 \overline{S_{ij} S_{ij}}}, \quad \Delta = (\Delta_x \Delta_y \Delta_z)^{1/3} \quad (10)$$

式中: Δ_i 代表沿 i 轴方向的网格尺寸, C_s 是 Smagorinsky 常数。

较之时间平均法湍流模型, LES 方法对计算机的容量要求高, 但因其可求解瞬时的 Navier-Stokes 方程, 因此, 在求解水力机械流场的非定常压力脉动方面, 具有特殊的优势。

2.3 湍流数值解法

在对指定问题进行湍流计算之前, 首先要将计算区域离散化, 即在空间坐标和时间坐标上将连续的计算区域剖分成许多个网格单元, 然后, 在网格单元上将控制方程及湍流附加方程离散为代数方程。目前常用的离散化方法有有限差分法、有限元法和有限体积法。有限体积法因对任意一组控制体积都保证控制方程的守恒性, 且计算效率高、适用性强, 因此成为目前使用最广泛的离散化方法。

在借助有限体积法建立离散方程组之后, 可采用耦合式解法或分离式解法求解方程组^[7]。耦合式解法同时求解所有方程组, 即联立求解出各变量 (u 、 v 、 w 和 p 等)。耦合式解法可以分为所有变量整场联立求解 (隐式解法)、部分变量整场联立求解 (显隐式解法)、在一个单元上对所有变量联立求解 (显式解法)。耦合式解法的计算效率较低、内存消耗大。分离式解法不直接解联立方程组, 而是顺序地、逐个地求解各变量代数方程组。依据是否直接求解原始变量 u 、 v 、 w 和 p , 分离式解法分为原始变量法和非原始变量法, 目前普通采用基于压力修正原理的原始变量法。著名的压力修正理论是压力耦合方程组的半隐式算法 (SIMPLE 算法)^[14]。在这种算法中, 首先使用一个猜测的压力场来解动量方程, 得到速度场; 接着求解通过连续方程所建立的压力修正方程, 得到压力场的修正值; 然后利用压力修正值更新速度场和压力场; 最后检查结果是否收敛。若不收敛, 以得到的压力场作为新的猜测的压力场, 重复该过程。实践证明^[1,7,15], 在 SIMPLE 算法基础上改进的 SIMPLER 算法可有效求解水力机械各种过流部件内的非定常湍流流动。

3 性能预估

在通过湍流计算得到水力机械某一工况下的速度场和压力场分布后, 可通过如下数学过程预估水

力机械的能量和空化特性。

3.1 能量特性

流场内任意一点的总压(总能量) p_t 由下式定义:

$$p_t = p_s + \frac{1}{2} |\mathbf{u} \cdot \mathbf{u}| \quad (11)$$

式中: p_s 为静压力, \mathbf{u} 为速度矢量。

在水力机械进口断面或出口断面上,按质量加权的平均总压 \bar{p}_t 为:

$$\bar{p}_t = \frac{\int_A (p_t / |\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}|) dA}{\int_A (|\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}|) dA} = \frac{\sum_{i=1}^n p_{t,i} / |\mathbf{u}_i \cdot \mathbf{n}_i| A_i}{\sum_{i=1}^n |\mathbf{u}_i \cdot \mathbf{n}_i| A_i} \quad (12)$$

式中: A 为面积,下标 i 为进口断面或出口断面上的网格单元序号。

在进口断面或出口断面上的质量流量为:

$$Q = \int_A (\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) dA = \sum_{i=1}^n (\mathbf{u}_i \cdot \mathbf{n}_i) A_i \quad (13)$$

转子部件承受的轴向力 F_a 、力矩 M 为:

$$F_a = \left[\int_A (\hat{\boldsymbol{\sigma}} \cdot \mathbf{n}) dA \right] \cdot \mathbf{a} = \left[\sum_{i=1}^n (\hat{\boldsymbol{\sigma}}_i \cdot \mathbf{n}_i) A_i \right] \cdot \mathbf{a} \quad (14)$$

$$M = \left[\int_A (\mathbf{r} \times (\hat{\boldsymbol{\sigma}} \cdot \mathbf{n})) dA \right] \cdot \mathbf{a} = \left[\sum_{i=1}^n (\mathbf{r}_i \times (\hat{\boldsymbol{\sigma}}_i \cdot \mathbf{n}_i)) A_i \right] \cdot \mathbf{a} = \left[- \sum_{i=1}^n p_i (\mathbf{r}_i \times \mathbf{n}_i) A_i + \sum_{i=1}^n (\mathbf{r}_i \times (\hat{\boldsymbol{\sigma}}_i^* \cdot \mathbf{n}_i)) A_i \right] \cdot \mathbf{a} \quad (15)$$

式中: A 为整个转轮内流道壁面; $\hat{\boldsymbol{\sigma}}$ 是总应力张量(包含静压力和粘性应力); $\hat{\boldsymbol{\sigma}}^*$ 为不含静压力 p_s 的应力张量; \mathbf{a} 为与转轴平行的单位矢量。

根据水泵扬程或水轮机水头的定义,可由下式算出实际扬程(或称水头):

$$H = \left[\frac{p_{L2}}{g} + z_2 \right] - \left[\frac{p_{L1}}{g} + z_1 \right] \quad (16)$$

式中,下标 1、2 分别代表水泵进口、出口(或水轮机的出口、进口)。

水力机械的水力效率(在此,将水泵中的圆盘摩

擦损失归入水力损失):

$$h = \frac{gQH}{M} \times 100\% \quad (17)$$

如果将水力机械的容积损失 P_v 、轴承及填料摩擦损失 P_m 所对应的容积效率、机械效率分别取为 99% 和 98%,则水力机械效率为

$$= h \times 0.99 \times 0.98 \quad (18)$$

3.2 空化性能

水泵或水轮机的空化系数由下式给出:

$$= \frac{NPSH_r}{H} = \left[\frac{p_s}{g} + \frac{v_s^2}{2g} - \frac{p_k}{g} \right] / H \quad (19)$$

式中: p_s 、 v_s 是水泵吸水室进口(或水轮机尾水管出口)的压力和速度, p_k 为叶片背面压力最低点处的压力, $NPSH_r$ 为水泵必须空化余量, H 为扬程或水头。

4 轴流泵分析实例

现选择南水北调工程广泛使用的轴流泵为 CFD 分析对象^[16]。已知水泵叶轮直径为 300 mm,叶片数为 6,额定流量为 350 L/s,额定转速为 1450 r/min。采用非结构网格、RNG $k-\epsilon$ 模型以及 SIMPLEC 算法,进行了 6 个流量点下全通道湍流模拟。

图 1 给出了在设计工况、0° 叶片安放角时,计算得到的叶片表面压力分布。从图中可以看出,叶片表面压力从进口到出口逐渐升高,压力等值线连续平滑,总体上平行于叶片进口和出口。在相应位置处,压力面压力高于吸力面压力,从而形成叶轮圆周面内的压力梯度。由于轮缘处的翼型长度较轮毂处为大,故轮缘处叶片对水流做功多,导致叶片压力面上靠近轮缘出口处的压力明显比其它区域高。此外,还可明显地看到叶片背面的低压区,位于靠近进口轮缘的位置,最低相对压力为 -7.05×10^4 Pa,由此压力计算出的 $NPSH_r$ 为 7.3 m,空化数为 0.98,与试验结果非常接近。

图 2 给出了设计工况下流量-扬程曲线和流量-效率曲线。由图中可以看出,计算扬程与实测扬程吻合得比较好。计算得到的最优点在 $Q = 345$ L/s,而实测最优点在 $Q = 331$ L/s,但最优效率绝对值相差不多。说明预测得到的结果与外特性试验结果基本吻合。

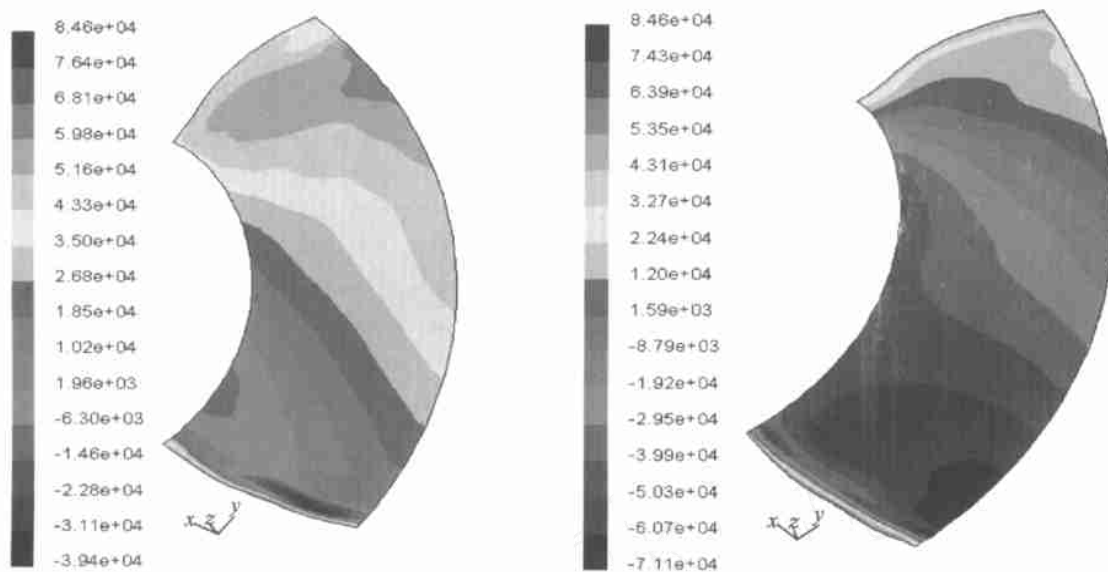


图 1 设计工况下叶片表面压力分布(左:压力面;右:吸力面)

Fig. 1 Pressure distribution of blade surface at design condition (L : pressure side , R : suction side)

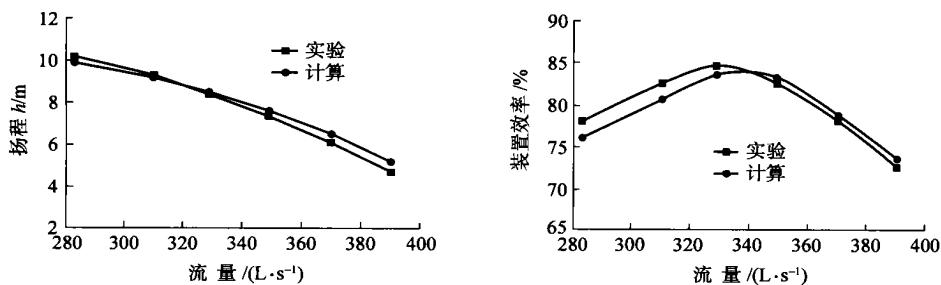


图 2 设计工况下水泵扬程及效率曲线

Fig. 2 Characteristic curves of pump head and efficiency at design condition

5 结 论

CFD 的理论与方法正在走向成熟,基于 $k-\epsilon$ 双方程湍流模型的轴流泵全流道三维定常湍流计算,获得了与实际情况相符的流动细节,由此可以对各过流部件内的流动有定性的认识。根据计算结果对轴流泵的能量、空化性能做了定量的预估,与模型试验结果基本一致,表明数值计算结果是可信的。

CFD 为分析水泵、水轮机等水力机械内部复杂的湍流流场提供了一种新的手段,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力机械空化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、高水头水泵或水轮机装置提供理论和技术依据。但是,CFD 理论在水力

机械中的应用是初步的,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,仍是需要进一步研究的内容。

参 考 文 献

- [1] Nilsson H, Davidson L. Validations of CFD against detailed velocity and pressure measurements in water turbine runner flow [J]. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 2003, 41: 863-879
- [2] 刘树红,邵奇,杨建明,等. 原型水轮机的非定常湍流计算和尾水管压力脉动分析[J]. 水力发电学报, 2005, 24(1): 74-78
- [3] Bajic Branko. Methods for vibro-acoustic diagnostics of turbine cavitation [J]. Journal of Hydraulic Research, 2003, 41(1): 87-96

- [4] Ohashi H. Vibration and Oscillation of Hydraulic Machinery[M]. Cambridge University Press, 1991
- [5] Dai Ji, Ijichi Nobuaki, Tange Hiroshi, et al. Comparison of internal flow field between experiment and computation in a radial turbine impeller[J]. JSME International Journal, Series B: Fluids and Thermal Engineering, 2004, 47: 48-56
- [6] Rodney Schmidt, Alan Kerstein, Scott Wunsch, Vebjorn Nilsen. Near-wall LES closure based on one-dimensional turbulence modeling [J]. Journal of Computational Physics, 2003, 186(1): 317-355
- [7] 王福军. 计算流体力学分析——CFD 软件的理论与应用[M]. 北京:清华大学出版社, 2004
- [8] Ferziger J H, Peric M. Computational Methods for Fluid Dynamics (3ed) [M]. Springer, 2002
- [9] Basara1 B, Alajbegovic A, Beader D. Simulation of single and two-phase flows on sliding unstructured meshes using finite volume method[J]. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 2004, 45: 1137-1159
- [10] Versteeg H K, Malalasekera W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method[M]. New York: Wiley, 1995
- [11] Smagorinsky J. General circulation experiments with primitive equations[J]. Monthly Weather Rev, 1963, 91(3): 99-164
- [12] Horng-wen Wu, Shiang-Wuu Perng, LES analysis of turbulent flow and heat transfer in motored engines with various SGS models[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(11): 2315-2328
- [13] Felten F, Fautrelle Y, Du Terrail Y, Metais O. Numerical modelling of electro- genetically-riven turbulent flows using LES methods [J]. Applied Mathematical Modelling, 2004, 28(1): 15-27
- [14] Patankar S V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow [M]. Washington: Hemisphere, 1980
- [15] Sudharsan N M, Murali K, Kumar Kurichi. Finite element analysis of non-linear fluid structure interaction in hydrodynamics using mixed lagrangian-eulerian method [J]. International Journal of Computational Engineering Science, 2004, 5(2): 425-444
- [16] 王海松. 轴流泵 CAD-CFD 综合特性研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2005