

超高压水射流流场预测湍粘模型分析*

杨敏官¹ 陆金刚¹ 王育立² 龚辰¹ 闫龙龙¹

(1. 江苏大学能源与动力工程学院, 镇江 212013; 2. 瑞典皇家理工学院力学部, 斯德哥尔摩 10044)

摘要: 选用3种简单常用的双方程湍流模型, 分析不同湍流模型计算结果的精度。通过调节模型参数, 将模拟数据与相同条件下激光多普勒试验数据进行逼近, 提出了应对高压射流的最佳的粘度系数。结果表明, 标准 $k-\varepsilon$ 模型计算结果随着 C_μ 值的改变, 大致呈线性关系; RNG $k-\varepsilon$ 模型计算结果对 C_μ 值更为敏感; 湍动能峰值出现在射流半径之内, 则影响下游射流速度的变化趋势, 反之, 则影响射流速度大小。此项工作对复杂物理过程进行了合理简化, 可用于缩短超高压水射流技术的 CAE 设计周期。

关键词: 高速水射流 雷诺时均方程 湍流粘度 激光多普勒

中图分类号: TP69 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)07-0306-07

引言

高压射流技术是近几十年来发展起来的一项新技术, 其以水为主要工作介质, 通过增压设备和特定形状的喷嘴产生高速射流束, 具有极高的能级密度, 广泛应用于清洗、切割、破碎、除锈、燃油喷雾、农业灌溉、浆体输送等^[1-3]。对于清洗、切割加工, 要求射流具有较好的集束性^[4]。而在燃油喷雾及农业灌溉等领域, 则要求射流充分雾化^[5]。射流表面高度复杂的涡团结构及表面波结构是导致射流束雾化破碎的重要因素^[6-7]。在工程领域中, 运用数值计算的手段快速预测不同工况下的射流速度对水切割喷嘴的优化设计及相关基础应用研究十分重要, 其中湍流模型的验证是迫切需要解决的问题。通常情况下, 超高压水射流中雷诺数可达 $10^5 \sim 10^6$, 大涡模拟技术 (LES)^[8-10] 以及直接数值模拟技术 (DNS)^[11-13] 虽然可以解析较为全面的流场信息, 但是相应的计算成本极高, 而相对全面的雷诺应力模型在绝大部分工程层面的计算机辅助工程 (CAE) 方面依然价格不菲。为此, 建立了二维轴对称计算模型, 对不同工作压力下的射流流场进行数值计算。分别选用标准 $k-\varepsilon$ 模型、RNG 模型以及 Realizable 模型, 改变模型参数 C_μ 的值, 得到喷嘴出口处轴截面上的速度分布。并与相同条件下 LDA 试验数据作比较, 分析不同湍流模型计算结果的精度, 检验应用廉价高效的计算模型预测超高压射流流场的可行性。

1 物理模型

图 1a 所示为原型宝石喷嘴内部结构图, 其中宝石喷嘴的孔径为 0.25 mm, 长径比为 4:1, 出口流道的直径为 1 mm, 出口流道长度为 2 mm。

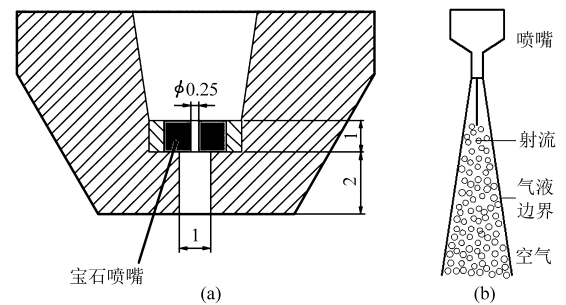


图1 原型宝石喷嘴结构图

Fig. 1 Structure of the original jewel nozzle

如图 1b 所示, 喷嘴内外流场由空气和水两相构成, 虽然 400 MPa 工作压力下的水的压缩率可达到 10% 以上, 但其影响仍可忽略, 且依据水中声速计算出马赫数为 0.64, 因此认为流场为不可压两相流。100 ~ 200 MPa 工作压力下对应的雷诺数为 109 750 ~ 146 500, 流动中存在着很大跨度的湍流尺度和复杂的湍流结构。直接模拟或大涡模拟可以更好地表现湍流, 但对于 CAE 的计算, 雷诺时均 (RANS) 和湍流模型的组合是有前景的选择。喷嘴内部收缩区可能存在空化现象, 喷嘴内较大的长径比保证了空化对喷嘴出口的速度场不造成较大影响。并且, 本文研究更侧重于描述如何利用高效数值模型对超高压射

流总体流动特征进行精确预测。

2 数值计算

2.1 网格划分

根据宝石喷嘴的物理模型,建立如图 2 所示的二维轴对称计算模型。其中,计算区域尺寸为 110.55 mm×4.5 mm。对整个计算域划分结构化网格,在射流中心及壁面附近处进行加密处理,共划分了 3 种不同网格密度的方案,网格总数分别为:414 107、844 872、1 332 385。

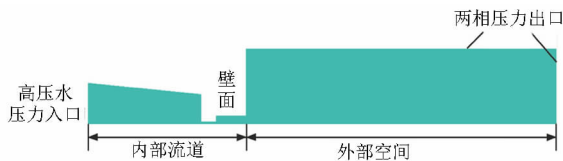


图 2 计算网格与边界条件

Fig. 2 Computational grid and boundary conditions

2.2 控制方程

采用单流体法对气液两相流场进行耦合描述,通过定义混合密度,避免分别对两相求解两套动量方程组,采用流体体积法 (VOF) 配合界面重构计算追踪界面的时空演变,湍流表达方面,选用了 3 种不同的常用双方程模型。

$$\frac{\partial v_{bi}}{\partial x_i} = 0 \quad (i = 1, 2) \quad (1)$$

$$\frac{\partial C_1}{\partial t} + v_{bi} \frac{\partial C_1}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho_b v_{bi})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_b v_{bi} v_{bj})}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu_b \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial v_{bi}}{\partial x_j} + \frac{\partial v_{bj}}{\partial x_i} \right) + F_e \quad (i = j = 1, 2) \quad (3)$$

$$\rho_b = C_1 \rho_l + C_g \rho_g \quad (4)$$

$$\mu_b = C_1 \mu_l + C_g \mu_g + \mu_t \quad (5)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

$$F_e = f \frac{2\rho_b k_l}{\rho_l + \rho_g} \left(\frac{\partial C_l}{\partial x_i} \right) \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(u + \frac{u_t}{f_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) =$$

$$C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon}) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(u + \frac{u_t}{f_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (9)$$

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (10)$$

式中 v_b ——混合物速度

C_l, C_g ——液相和气相的体积分数

p ——压力

μ_b ——混合物的粘度

F_e ——表面张力

ρ_b ——混合物密度

ρ_l, ρ_g ——液相和气相的密度

μ_l, μ_g ——液相和气相的粘度

μ_t ——湍流粘度 k ——湍动能

ε ——湍动能耗散量

k_l ——液相的湍动能 u ——速度

G_k ——湍动能生成量及雷诺应力做的功

f ——表面张力系数

$C_\mu, f_k, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$ ——经验常数

这里给出模型参数的默认值: $C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, f_\varepsilon = 1.3, f_k = 1.0$ 。方程 (8) 和方程 (9) 给出的是标准 $k - \varepsilon$ 模型下的 k 方程和 ε 方程,在 RNG 模型及 Realizable 模型中, k 方程和 ε 方程形式与之类似,但是却有本质区别^[14]。

由方程 (5) 和方程 (6) 可知,混合物粘度 μ_b 与常数 C_μ 的大小有关,通用模型中,该经验参数值根据圆管、槽道流动试验获得,将标准 $k - \varepsilon$ 模型和 RNG $k - \varepsilon$ 中的 C_μ 值分别定为 0.9 和 0.084 5。而对于射流或者其它几何模型,内含收缩、卷曲等复杂结构时往往对湍流粘度造成过高评价,但双方程模型在计算效率上的优势对工业 CFD 非常重要,因此,尝试降低 C_μ 值 (分别为 0.01 和 0.001),将计算结果与试验结果逼近,找到适用于射流流场计算的最佳模型参数值,以期提高模型的适用性。

2.3 边界条件

压力进口,出口参考压力为一个大气压,所有固体边界采用无滑移条件,壁面接触角为 179°,设为疏水性壁面以忽略界面与壁面的耦合,减少喷嘴上游对下游射流的扰动。采用标准壁面函数处理喷嘴内壁的湍流边界层,壁面网格厚度覆盖至 $y^+ = 50 \sim 100$ 。水和空气两相间的表面张力系数 $\sigma = 0.073 5 \text{ N/m}$ 。

2.4 数值方法

离散格式:对方程 (1) ~ (10) 进行有限体积 (FVM) 离散,考虑到气液界面巨大的速度梯度,为获得较强的数值稳定性,控制单元界面通量采用二阶迎风格式计算^[15]。界面梯度单元内最小二乘法计算获得。压力方程的空间离散格式采用 PRESTO,体积分数方程、动量方程以及湍动能方程均采用一阶迎风格式进行离散。

算法:动量方程组采用分离求解 (Projection-correction scheme),计算初期采用亚松弛增强计算的稳

定性,采用代数多重网格提高附值效率,SIMPLEC 迭代增强收敛性。所有时间格式均采用一阶欧拉向后差分,库朗特数控制在 0.25 以下,具备了无条件数值稳定性。

计算成本对比:串行求解器,相同的二维网格下(40 万),单核(处理器主频为 2.9 GHz)计算的标准 $k-\varepsilon$ 模型及 RNG 模型算例需耗时大约 1 d,Realizable 模型则耗时较长,需要 2~3 d。

2.5 网格无关性检验

对 3 种不同密度的网格设置相同的边界条件,计算完成后,得到喷嘴出口处轴截面上的轴向速度分布,如图 3 所示。可以看出,随着网格密度的增加,喷嘴出口处轴截面上的速度分布基本一致,并无显著差异。因此,计算采用的物理模型及离散格式具备了空间收敛性和数值稳定性,且选用较粗网格数足以达到计算的精度要求。

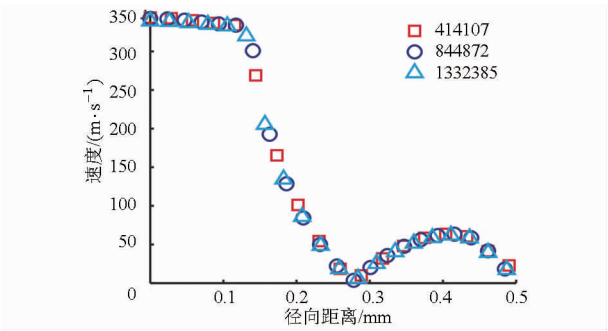


图3 喷嘴出口处轴截面上的轴向速度分布
Fig.3 Axial velocity distribution along the axial cutting plane near the nozzle exit

3 LDA 试验

3.1 试验装置及试验方法

试验中采用丹麦 Dantec 公司生产的 LDA 系统,该系统使用最大功率为 5 W 的氩离子激光光源。首先利用高速数码相机对不同工作压力下圆柱湍流射流进行观测,基于所获图像在射流轮廓内选取特定断面展开测量。根据测量断面的位置调节 LDA 发射探头和接收探头的位置,图 4 中,木质盖板的作用是防止高速水射流由于激烈的撞击而产生溅射,从而影响到拍摄与测量。

3.2 测点布置

基于极坐标网格的思想,在给定的测量断面上布置测点,如图 5 所示,使得断面的直径足以覆盖射流的核心区域,沿径向每隔相同距离布置共计 8 条圆形采样线,水平与竖直的两条直径与圆形采样线的交点定为测点,对于径向距离相同的测点,取速度的平均值作为该点的速度值。

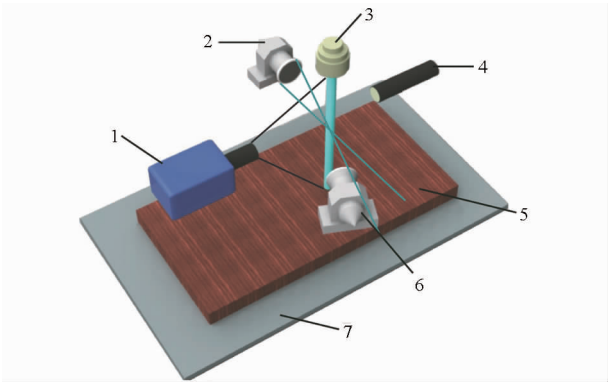


图4 LDA 试验装置
Fig.4 LDA experimental setup

1. 高速数码相机 2. 发射探头 3. 微孔射流 4. 激光光源 5. 木制盖板 6. 接收探头 7. 工作台

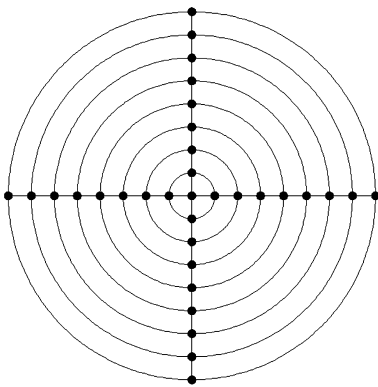


图5 射流断面测点布置示意图
Fig.5 Arrangement of measuring points in jet section diagram

4 试验结果分析

4.1 不同湍流模型轴截面上轴向速度分布

图 6 给出了 2 种工作压力下不同湍流模型计算得出的喷嘴出口处轴截面上的轴向速度分布,同时也给出了相同条件下的试验结果,图中 Sta0.09 表示 Standard 模型, $C_\mu = 0.09$, 其他类似。可以看出,不同工作压力下,计算结果与试验数据较为一致,因此,这里以 100 MPa 工作压力下的情况详细阐述。如图 6a 所示, C_μ 值为 0.001 的 Standard 模型,以及 C_μ 值为 0.084 5 的 RNG 模型,与试验结果吻合得较好。而在 Standard 模型中,随着 C_μ 值的减小,速度在增加,基本存在着线性关系。这一点可由公式(6)来解释:当 C_μ 值减小时,湍流粘度 μ_t 随之减小,从而对射流流场扰动减小,速度的耗散相对较小,因此其速度也随之变大。当 C_μ 值减小到 0.001 时,计算结果与试验结果基本吻合,速度平均值误差约为 0.75%。此外,在 Standard 湍流模型中,湍动能生成项 G_k (公式(10)) 正比于应变率张量的平方,忽略旋度耗散,在强剪切或者几何模型内含收缩、卷曲结构时,流体变形率大,因此容易放大湍流

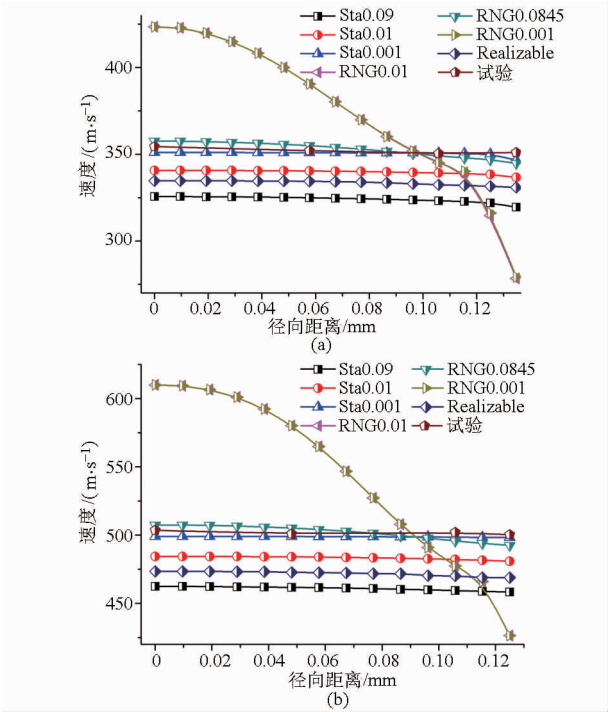


图 6 喷嘴出口处轴截面上的轴向速度分布

Fig. 6 Axial velocity distribution along the axial cutting plane near the nozzle exit

(a) 100 MPa (b) 200 MPa

粘度,过度预测流体的动量耗散。

在 RNG 模型中,随着 C_μ 的减小,速度也在增加,但是 C_μ 值的改变对速度的变化显得更为敏感,当 C_μ 值为 0.084 5 时,计算结果与试验结果基本吻合,速度的平均值误差等于 0.087%,但是随着 C_μ 值的进一步减小,速度有一个突变,而且速度梯度也很大。这是因为 RNG 模型在 Standard 模型的基础上考虑了流体的旋转对湍流能量耗散的影响,在湍流粘度的计算过程中引入了旋度张量,因此,相比较, C_μ 的细微改变会使 μ_t 产生较大变化。

Realizable 模型计算结果与试验值相对误差较大,为 5.27%。该模型为湍流粘性增加了一个公式,使得 C_μ 不再是一个常数,而是平均应变率和旋转率、角速度、以及湍流场(k, ε)的函数。同时为湍流耗散率 ε 也增加了一个新的传输方程,而该方程来源于一个为层流速度波动而作的精确方程,这就意味着该模型确保了在雷诺压力中有数学约束,保证了湍流的连续性。其直接优点是对于平板和圆柱射流的发散率预测更精确。然而在本例中, Realizable 模型的结果却不是最好,这是因为, $k - \varepsilon$ 模型的理论框架始终建立在各向同性的假设之下,无法预测真实湍流脉动的各向异性,因此针对不同的工程流动时,对模型参数进行适度的调整以逼近试验结果是必要而方便的,以上结果为进一步计算时湍流模型的选取提供了可靠的参考。

4.2 计算结果普适性验证

为了验证上述结果在超高压喷嘴流动计算时是否具有普适性,任意修改了喷嘴结构,如图 7 所示,该喷嘴的孔径变为 0.5 mm,在喷嘴出口流道处增加了一段锥角为 45°的整流段。

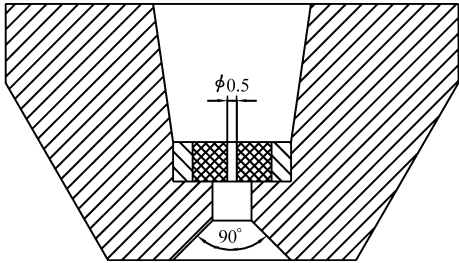


图 7 新型喷嘴结构图

Fig. 7 Structure of the new type nozzle

分别设定进口工作压力为 100 MPa 和 200 MPa,其出口处轴截面上的速度分布如图 8 所示,可以看出不同湍流模型下新型喷嘴出口处轴截面上的速度分布与 4.1 节原型喷嘴的计算结果类似,仍然是 C_μ 值为 0.001 的 Standard 模型,以及 C_μ 值为 0.084 5 的 RNG 模型这两组计算结果与试验值较为接近,在 RNG 模型中, C_μ 值的减小对速度的变化仍然敏感。这就说明了此项计算中,当喷嘴几何结构与边界条件改变时仍然具有一定的普适性。此外,虽然新型喷嘴在原型喷嘴的基础上增加了孔径,但是相同工作压力下,喷嘴出口处轴截面上的速度却稍大于原

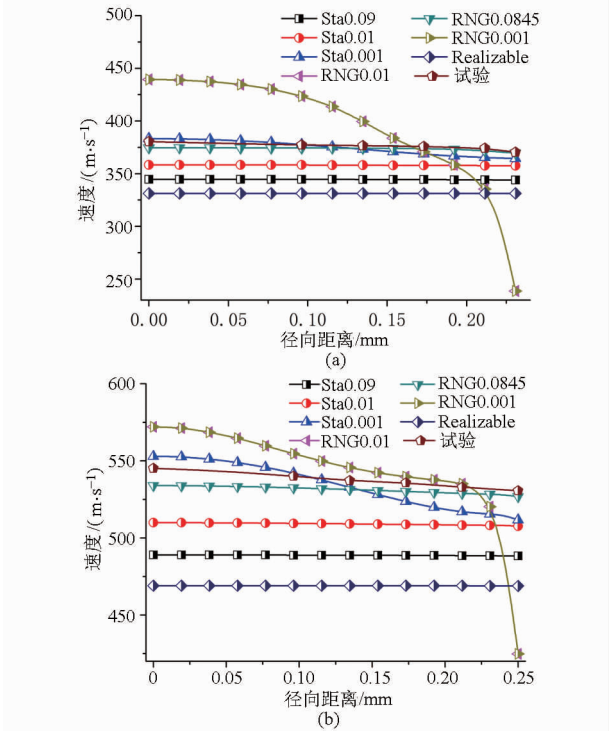


图 8 新型喷嘴出口处轴截面上的轴向速度分布

Fig. 8 Axial velocity distribution along the axial cutting plane near the new type nozzle exit

(a) 100 MPa (b) 200 MPa

型喷嘴,这说明喷嘴出口流道处增加的具有一定锥角的整流段能够一定程度上减少射流能量的耗散,增加其集束性,对此,在以后的工作中将作进一步深入研究。

4.3 喷嘴出口段湍流粘度分布

图 9 所示为不同湍流模型下,喷嘴出口附近的湍流粘度分布。其中 $C_\mu = 0.001$ 的 Standard 模型、 $C_\mu = 0.084\ 5$ 的 RNG 模型以及 Realizable 模型都具有相对宽泛的湍流粘度峰值域。而 $C_\mu = 0.001$ 的 RNG 模型湍流粘度峰值域较窄,集中分布在喷嘴入口的拐角处,意味着过多地忽略了湍流耗散的影响,将导致射流速度偏高。此外,Realizable 模型的湍流粘度远远大于其它模型,即湍流耗散偏大,导致射流的速度相对较低。而 $C_\mu = 0.001$ 的 Standard 模型、 $C_\mu = 0.084\ 5$ 的 RNG 模型下的湍流粘度值非常接近,前者稍稍偏大,因而其射流速度相对较小,但是二者的结果与试验值最为接近。以上分析与 4.1 节的相关结论一致。

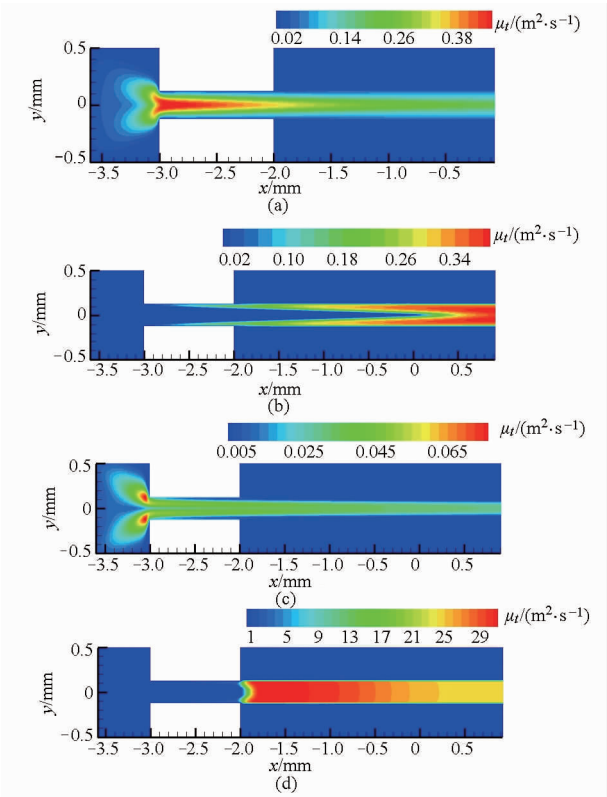


图 9 喷嘴出口附近湍流粘度分布

Fig. 9 Turbulent viscosity distribution near the nozzle exit
(a) Standard 模型, $C_\mu = 0.001$ (b) RNG 模型, $C_\mu = 0.084\ 5$
(c) RNG 模型, $C_\mu = 0.001$ (d) Realizable 模型

4.4 喷嘴出口段湍动能分布

图 10 分别给出了 $C_\mu = 0.001$ 的标准 $k-\varepsilon$ 模型、 $C_\mu = 0.084\ 5$ 和 $C_\mu = 0.001$ 的 RNG 模型以及 Realizable 模型喷嘴出口处气液两相湍动能的分布。由图可以看出,对于标准的 $k-\varepsilon$ 湍流模型, $C_\mu =$

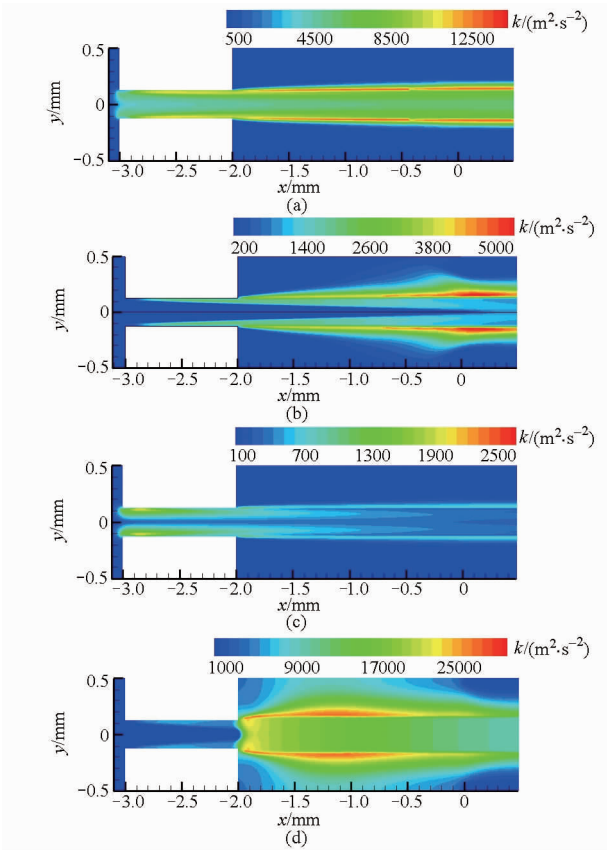


图 10 喷嘴出口附近湍动能分布

Fig. 10 Turbulent kinetic energy distribution near the nozzle exit

(a) Standard 模型, $C_\mu = 0.001$ (b) RNG 模型, $C_\mu = 0.084\ 5$
(c) RNG 模型, $C_\mu = 0.001$ (d) Realizable 模型

0.001 时,射流开始段的湍动能并不大,峰值出现在出口流道内,且已经超过射流直径范围,说明该处空气扰动较为强烈。与之类似,对于 RNG 湍流模型, $C_\mu = 0.084\ 5$ 时,同样呈现射流开始段湍动能较小,出口流道内湍动能较大,最大值出现在射流直径之外。但是与标准的 $k-\varepsilon$ 湍流模型相比,射流开始段的湍动能要小得多,因此该模型下得到的结果湍流扰动较小,速度耗散较低。同样是该模型,当 C_μ 值减小到 0.001 时,虽然湍动能的峰值较小,但是该峰值域刚好出现在射流开始段,显然对射流的扰动影响更为直接,因此其计算出的喷嘴出口附近轴截面上的速度会出现梯度较大、突变较快的现象,计算结果也不如前者准确(如图 6)。而对于 Realizable 湍流模型,虽然射流开始段湍动能值很小,但是在出口流道内出现了很宽的湍动能峰值域,该峰值远远大于前面 3 个湍流模型的结果,只是速度比试验结果略小,趋势不像 $C_\mu = 0.01$ 和 $C_\mu = 0.001$ 的 RNG 湍流模型那样出现剧烈的突变,而是比较平缓,这说明射流出口段湍动能峰值出现的位置对射流下游轴截面上速度的大小与变化趋势有不同的影响。若峰值出现在射流开始段,在射流直径之内,则影响下游轴

截面上射流速度的变化趋势,峰值越大,速度变化梯度越大;若峰值出现在出口流道,在射流直径之外,则影响的是速度大小,不影响速度变化趋势。峰值越大,速度越小。

5 结论

(1) 调节涡粘模型中的粘度系数可以对计算精度进行控制。对于高压微孔射流, C_μ 值为0.001的标准双方程模型,以及 C_μ 值为0.0845的RNG $k-\varepsilon$

模型与试验结果吻合较好。经过验证,该项工作在超高压水射流计算中具有一定的普适性。

(2) 射流出口段湍动能峰值出现的位置对射流下游轴截面上速度的大小与趋势有不同的影响。若出现在射流半径之内,则影响下游射流速度的变化趋势,反之,则影响射流速度大小。

(3) 验证了可以精确预测超高压水射流速度场的高效数值系统,可提高超高压水射流技术的相关CAE工作效率。

参 考 文 献

- 1 刘丽萍,王祝炜. 高压水射流切割技术及应用[J]. 农业机械学报,2000,31(5):117-119.
Liu Liping, Wang Zhuwei. High pressure water-jet cutting technique and its application[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2000, 31(5): 117-119. (in Chinese)
- 2 朱兴业,刘俊萍,袁寿其,等. 圆形出口全射流喷头盖板结构优化与喷洒均匀性试验[J]. 农业机械学报,2013,44(6):79-83,92.
Zhu Xingye, Liu Junping, Yuan Shouqi, et al. Spraying uniformity and cover plate structural parameters of circular outlet fluidic sprinkler[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(6): 79-83, 92. (in Chinese)
- 3 Stoic A, Dspara M, Kosec B, et al. Application of water jet for cutting polymer materials[J]. Metalurgija, 2013, 52(2): 255-258.
- 4 刘会霞,丁圣银,王霄,等. 水射流切割模型及其性能分析[J]. 农业机械学报,2006,37(11):122-124,136.
Liu Huixia, Ding Shengyin, Wang Xiao, et al. Water jet cutting model and analysis of capability[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(11): 122-124, 136. (in Chinese)
- 5 Som S, Aggarwal S K. Effects of primary breakup modeling on spray and combustion characteristics of compression ignition engines[J]. Combustion and Flame, 2010, 157: 1179-1193.
- 6 Matsuda T, Sakakibara J. On the vortical structure in a round jet[J]. Physics of Fluids, 2005, 17(2): 025106.
- 7 Portillo J E, Collocott S H, Blaisdell G A. Measurements of axial instability waves in the near exit region of a high speed liquid jet[J]. Physics of Fluids, 2011, 23(12): 124105.
- 8 赵平辉,叶桃红,朱旻明,等. 圆形射流湍流场的大涡模拟研究[J]. 工程热物理学报,2012,33(3):529-532.
Zhao Pinghui, Ye Taohong, Zhu Minming, et al. Study of the large eddy simulation of a circular jet[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2012, 33(3): 529-532. (in Chinese)
- 9 田秀山,赵辉,许建良,等. 气-液同轴射流的LES-VOF模拟[J]. 燃烧科学与技术,2012,18(5):461-466.
Tian Xiushan, Zhao Hui, Xu Jianliang, et al. LES-VOF simulation of 3D coaxial gas-liquid jet[J]. Journal of Combustion Science and Technology, 2012, 18(5): 461-466. (in Chinese)
- 10 Wu Xianhong, Tristante I H, Page G J, et al. Influence of nozzle modelling in LES of turbulent free jets[C]. 11th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, AIAA 2005-2883, 2005.
- 11 Zeng P, Sarholz S, Iwainsky C, et al. Simulation of primary breakup for diesel spray with phase transition[C]. EuroPVM/MPI, 2009, Berlin Heidelberg: Springer, 2009.
- 12 Gohil T B, Saha A K, Muralidhar K. Direct numerical simulation of forced circular jets; effect of varicose perturbation[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2013, 44: 524-541.
- 13 Liu Jing, Xu Xu. Direct numerical simulation of secondary breakup of liquid drops[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2010, 23: 153-161.
- 14 Versteeg H K, Malalasekera W. An introduction to computational fluid dynamics[M]. Second Edition. Pearson Education Limited, 2007: 72-85.
- 15 Liu H, Wang J, Kelson N, et al. A study of abrasive water jet characteristics by CFD simulation[J]. Journal of Material Processing Technology, 2004, 153: 488-493.

Analysis of Eddy Viscosity Models in Predicting Flow Field of High-speed Water Jet

Yang Minguan¹ Lu Jin'gang¹ Wang Yuli² Gong Chen¹ Yan Longlong¹
(1. School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China
2. Department of Mechanics, KTH-Royal Institute of Technology, Stockholm 10044, Sweden)

Abstract: Three commonly used two-equation turbulence models were adopted. The computed velocity field was compared with the data from corresponding laser Doppler anemometer measurement to analyze the accuracy of these models. By adjusting the model parameters, the simulation data can fit into the experimental result. The optimal viscosity coefficients C_μ in these used eddy viscosity models were presented. It is shown that the RNG $k-\varepsilon$ model is more sensitive to C_μ , while the results from Standard $k-\varepsilon$ model vary almost linearly with the change of the C_μ value. Study on the simulated flow field gives that if the peak of turbulence kinetic energy appears within the radial span, it will affect the velocity distribution along the jet axis; otherwise, it will modify the velocity magnitude. The proposed numerical scheme reduces the physical complexities involved in ultra-high pressure injection process so that it can be applied to archive fast production from relevant CAE workflow.

Key words: High speed water jet Reynolds-averaged Navier – Stokes equation Turbulent viscosity Laser Doppler anemometer



(上接第 324 页)

Theory Analyses of Double Stator Symmetrical Type Multi-pump and Multi-speed Motor

Wen Desheng Yang Jie Zheng Zhenquan Zhang Sanxi Zhang Kaiming
(Hebei Provincial Key Laboratory of Heavy Machinery Fluid Power Transmission and Control,
Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: A double-stator symmetrical type multi-pump and multi-speed motor is designed based on the principles of existing symmetrical constant pumps and constant motors. In the shell, a rotor is corresponding to two stators, so the multi-speed motor can work independently and synchronously. As an example, we describe the structure and working principle of the double-acting symmetrical-type double-stator multi-speed motor, define its symbolic representation method, and analyze the output flow features of the multi-pump and the output speed and torque features of the multi-speed motor. The speed of the multi-speed motor under different combinations of multi-pump and multi-speed motor is analyzed. The results show symmetric type double-stator multi-speed motor can output many different speeds and torques. The study establishes a basis for applications of double-stator multi-pump and multi-speed motor system on machine tools, mobile machineries and so on.

Key words: Double stator symmetrical Multi-pump and multi-speed motor Flow characteristics Differential connection Speed and torque characteristics