

基于内流场数值模拟的微湍流发生器 机械结构优化设计方法*

杨 健¹ 肖宗亮¹ 邓嘉胤¹ 王乐勤¹ 杨 旭²

(1. 浙江大学化工机械研究所 杭州 310027;

2. 中国轻工业杭州机电设计研究院 杭州 310004)

摘要: 根据微湍流发生机理, 探讨微湍流发生器内浆料悬浮液的微湍流特性和衡量指标。以纸浆为介质, 通过引入合理的纸浆纤维流动假设来建立数学模型和控制方程。将微湍流强度和湍流尺度等作为目标值, 提出基于计算流体动力学(CFD)数值模拟的微湍流发生器机械结构优化设计方法, 并将其应用于圆变方管束型和阶梯扩散型两类结构形式, 进行性能比较研究。研究表明: 阶梯扩散型微湍流发生器的性能要优于圆变方管束型结构形式, 算法和结论可用于指导微湍流发生器的具体结构优化设计。

关键词: 微湍流发生器 机械结构优化设计 计算流体动力学(CFD) 数值模拟 湍流强度 湍流尺度

中图分类号: TK124 O353.1

0 前言

造纸工艺中纸浆悬浮液是固相(纤维)、液相(水)和气相(少量空气)等同时并存的多相流体, 其作用因素很多, 流动机理复杂。纸浆在实际流动中, 流体与纤维间、纤维与纤维间存在相互作用, 由此构成了复杂的流体动力学系统。纸浆的流动特性介于牛顿流体与非牛顿流体之间, 其相间作用程度的衡量主要与流动雷诺数、流固混合浓度、固粒特性以及涡流与固粒的尺度等有关^[1]。人们最为关心的纸张品质, 如纸张均匀性和高速印刷时的抗拉强度等, 主要取决于流浆箱中纸浆悬浮液的流动特性, 因为均匀性和纤维结构直接取决于湍流度, 湍流度大小会影响纤维缠绕和取向性等。因而流道中的湍流程度以及速度分布是湍流发生机构设计中的关键。尤其是纸张生产中流浆箱对纸张纤维组织构成的优劣起直接作用, 其性能关系到纸张性质的均匀性和可控性^[2]。水力式流浆箱要分散纤维絮聚, 主要是依靠浆料本身的湍流程度, 即达到一定的湍流状态。若流体的湍动程度太大, 则会在流浆箱内产生横向扰流, 使纤维的横向分布不稳定, 从而影响横幅定量差, 因此其湍流必须受到限制且能做到可控, 即微湍流^[3]。

国内外针对微湍流发生器机械结构的设计研究主要是围绕减少横幅定量差和微湍流可控性等进行^[4]。现已在用的湍流发生器主要有: Beloit 公司一

直采用的圆入口渐变为方口的等面积管束型, 并在唇口区加漂片, 漂片的间距很小, 用以将湍流限定在狭小的空间内; Voith 公司采用的阶梯扩大形式的管束型, 是利用流体因阶梯突扩产生的有限涡旋而导致微湍动; 另外还有变面积的圆变方管束和有锥度阶梯形式等^[5-6]。实际使用中, 有的微湍流发生器布置成一段管束, 有的微湍流发生器布置成二段管束, 但其结构与原理都没有太大差别, 其性能及设计方法仍在不断改进。国内的流浆箱开发主要是以引进国外技术为主, 理论性研究主要有华南理工大学等对流浆箱(主要是匀浆辊式)的流态进行过测试以及数值模拟等, 浙江大学等对纸浆流动特性进行比较深入的流体动力学理论研究等^[7-8]。至今对于微湍流发生器具体机械结构的优化设计研究仍然比较少。本文主要针对圆变方管束型和阶梯扩散型两种基本结构形式, 以纸浆为介质, 通过引入合理的纸浆纤维混合流动假设来建立数学模型和控制方程, 采用计算流体动力学(CFD)数值计算探讨了微湍流发生器内浆料悬浮液的微湍流特性和衡量指标, 并以微湍流强度和湍流尺度为目标, 提出了基于 CFD 数值模拟的微湍流发生器机械结构优化设计方法。

1 微湍流发生机理

从流浆箱的进口到出口, 其组成部件依次为锥形总管、布浆器、混合室、整流室和喷浆装置。微湍流发生器就装在整流室内, 纸浆通过混合室消除浆流中的气泡, 然后进入微湍流发生器。微湍流发生器的作用是通过其结构尺寸沿流道的变化, 如图 1 所示, 阶梯扩散型微湍流发生器因其台阶扩大而

* 国家科技部专项资金(2004EG111014)和国家自然科学基金(50475100)资助项目。20060702 收到初稿, 20061217 收到修改稿

产生局部真空区,使流经此处的部分浆料形成一个封闭的涡流。封闭涡流与主浆流有一定的速度差,在主浆流和涡流之间发生强烈的质量和能量交换。在速度头恢复为静压头时动能逐渐转化为静压能,同时产生强烈的湍流,这种湍流具有很高的湍动强度和很小的湍动尺度,湍流之间有较大的速度梯度,产生剪切力,打破浆料中的絮聚物,获得所期望的“高强微湍动”。随后流道内的浆流迅速趋于均匀,浆料通过湍流器后,各股浆流又迅速汇合起来,逐步消除边界层效应的影响,待浆流稳定后喷浆上网。

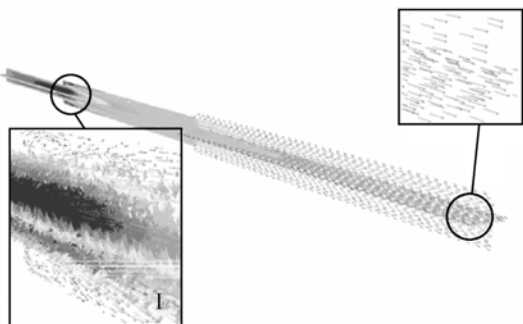


图 1 阶梯扩散型微湍流发生器内流场速度矢量分布

2 纸浆湍流场特性及衡量指标

由于湍流发生器中的纸浆悬浮液是从混合室中流出,并已在混合室中消除了纸浆中的气泡,因此可以简化为两相混合流。其中纤维相是稀相,两相完全混合,故两相的平均速度可以认为不存在差异,但由流-固两相脉动速度差产生的流体和固体之间的相互作用,仍会引起两相速度分量之间在各个方向上的动量交换。由固体与固体间的脉动速度和平均速度之间相互关联引起的作用,以及由固体与流体间的湍流脉动和平均运动之间相互关联引起的作用,会导致粘性应力和雷诺应力的产生。以上相互作用引起湍流场的各特性参数会随时间不断变化,但从整个过程来看又可以把各个参数量分解为时间平均量和脉动分量,因此纸浆的湍流特性仍是平均量与不同形式脉动量的迭加。

所谓微湍流,是指高强度和小尺度的湍流,是纸浆上网脱水形成纸页之前所必需的流态,可用湍流强度来描述其湍动的大小和纤维取向的各向异性。理论上要求湍流强度越高越好,如果纸浆流的湍流强度过低,纸浆内纤维絮聚物的缠结强度就会足以抵制湍动作用,从而使絮聚物不能均匀分布。要表示湍流的统计特性,仅用湍流强度是不够的,因为在一定的湍流强度下,可以有无限多的脉动曲线,有的在一定时间间隔内包含大量峰值,有的则

包含很少^[9]。湍流强度仅仅是一个平均值,单一的湍流强度并不能评价流态的优劣以及对纤维的分散效果,而采用湍流尺度则可定量地表示湍流结构或涡旋大小^[10-11]。实际要求湍流尺度尽量小,当湍流尺度很大时,絮聚物会完好无损地存在于大涡旋中,达不到分散絮聚物的效果。故只有将湍流尺度与湍流强度结合才能对微湍流发生器内流场进行正确的评价,这是全面衡量纤维分布特性的两个重要指标,此外,流速分布也是最基本的表征。在设计微湍流发生器时,不一定要研究整个流域的速度分布,但要求重点研究纸浆进入喷浆装置之前,微湍流发生器出口处的流速分布,其沿横向速度分布越均匀对纤维分布越有利。同样也不能忽略纤维取向分布,因为纤维取向分布对悬浮流变特性影响较大。

3 内流场数值模拟方法

根据以上的定性分析和流体动力学理论,可以建立纸浆悬浮液的 CFD 数值模型和控制方程。根据文献[8],纤维 γ 的运动满足细长体理论

$$\mathbf{U} + \boldsymbol{\Omega} \times (\mathbf{x} - \mathbf{x}_l) - \mathbf{V}(\mathbf{x}) = -\sum_{\beta} \oint_{S_{\beta}} G(\mathbf{x}, \mathbf{y}) f(\mathbf{y}) dS(\mathbf{y}) \quad (1)$$

式中 $\mathbf{U}, \boldsymbol{\Omega}$ ——第 γ 根纤维的平移速度和旋转速度

\mathbf{x} ——纤维表面的坐标, $\mathbf{x} \in S_{\gamma}$

\mathbf{x}_l ——纤维的中心坐标

\mathbf{y} ——纤维表面任意一点到纤维中心的距离

$f(\mathbf{y})$ ——作用在纤维上的力的强度分布

$G(\mathbf{x}, \mathbf{y})$ —— $f(\mathbf{y})$ 的分布函数

$\mathbf{V}(\mathbf{x})$ ——流体的速度

S ——纤维的表面

S_{γ} ——纤维 γ 的表面

S_{β} ——纤维 β 的表面

β ——除 γ 之外的其他纤维

对式(1)进一步简化,对每根纤维分段进行高斯积分,可得作用在纤维上的合力 F 和力矩 T , 分别为

$$F = \int f(s) ds \quad (2a)$$

$$T = \int \mathbf{sp} \times f(s) ds \quad (2b)$$

式中 s ——纤维表面一点到纤维中心的长度

\mathbf{p} ——纤维方向矢量

$f(s)$ ——沿着纤维轴向的力的密度分布

导出以上的受力关系式后,由前述的假设可知两相均为连续相,根据质量守恒定律,建立不可压

缩纤维悬浮流的两相混合流连续方程

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho_m + \nabla(\rho_m \mathbf{v}_m) = 0 \quad (3)$$

$$\mathbf{v}_m = \frac{\sum_{k=1}^n \varphi_k \rho_k \mathbf{v}_k}{\rho_m} \quad (4)$$

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \varphi_k \rho_k \quad (5)$$

式中 \mathbf{v}_m ——质量平均速度
 n ——相数, $n=2$
 φ_k ——各相的体积分数
 ρ_m ——混合密度

纤维悬浮流动量方程需通过液流的非牛顿流体力学建立, 考虑纤维为细长形状, 在其数学模型的动力合成时引入 Batchelor 细长体理论。由于纤维相为半浓或浓相(体积分数 φ_p), 所以要考虑相间摩擦阻力, 并充分考虑纤维粒子的非球形性; 悬浮液进入流浆箱, 在流浆箱结构的作用下湍流度不断增大, 流动状态由层流转变为湍流, 所以要考虑湍流剪切应力; 另外, 还要考虑由于纤维的存在导致的流场附加应力。结合式(2a)、(2b)可进一步导出描述纤维对流体作用的附加应力项

$$\sigma^p = -n \langle \xi \rangle = -\frac{1}{2} n \left\langle \int \left\{ \text{spf}(s) + [\text{spf}(s)]^T - \frac{2}{3} [\delta \text{spf}(s)] ds \right\} \times [1 + O(\alpha_p^{-1})] \right\rangle \quad (6)$$

式中 δ ——单位张量
 n ——纤维的数密度
 ξ ——纤维的应力元
 $\langle \cdot \rangle$ ——系综平均
 $O(\alpha_p^{-1})$ ——高阶余项

综合考虑以上因素对控制方程的影响, 建立水力式流浆箱的湍动发生器中, 纸浆悬浮液流动的两相混合流动量方程

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m \mathbf{v}_m) + \nabla(\rho_m \mathbf{v}_m \mathbf{v}_m) = -\nabla P + \nabla[\mu_m (\nabla \mathbf{v}_m + \nabla \mathbf{v}_m^T)] + \rho_m \mathbf{g} + \mathbf{F} + \nabla \left(\sum_{k=1}^n \lambda_k \rho_k \mathbf{v}_{dr,k} \mathbf{v}_{dr,k} + \sigma^p \right) \quad (7)$$

式中 ∇P ——压力梯度
 \mathbf{g} ——重力加速度
 \mathbf{F} ——体积力
 μ_m ——混合平均粘性
 $\mu_m = \sum_{k=1}^n \varphi_k \mu_k$
 $\mathbf{v}_{dr,k}$ ——第二相的漂移速度

$$\mathbf{v}_{dr,k} = \mathbf{v}_k - \mathbf{v}_m$$

式中, 含 σ^p 的项就是对纤维存在所致流场附加应力的修正。

根据有关的流动模式理论, 将以上导出的控制方程, 转化成进行系数修正的两相混合湍流模型求解, 包含流场附加应力等效项的 $k-\varepsilon$ 方程分别为

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (9)$$

式中 u_i ——速度张量
 t ——时间
 μ ——运动粘滞系数
 ε ——湍流动能耗散率
 μ_t ——湍动粘度
 $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$
 C_μ ——常量
 k ——湍流动量
 G_k ——由层流速度梯度而产生的湍流动能
 G_b ——由浮力产生的湍流动能
 Y_M ——由于在可压缩湍流过渡的扩散产生的波动
 $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$ ——常量
 $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ —— k 方程和 ε 方程的湍流 Prandtl 数
 S_k, S_ε ——用于描述纤维作用的流场附加应力等效项

计算时, 模型的主要常量为 $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

采用有限体积法离散方程式(8)、(9), 并在 FLUENT 中采用 UDF 编程, 修改方程中的 S_k 和 S_ε 项, 数值计算获得微湍流场速度、压力和流量等分布, 进而获得湍流强度和湍流尺度等衡量指标值。

4 基于 CFD 的结构优化设计方法

根据以上的 CFD 数值模拟和计算结果, 针对本文研究的微湍流发生器结构要求, 以微湍流强度和湍流尺度等作为目标值, 以结构几何尺寸如断面直径、面积和特征长度之比等作为优化参数, 构造以下基于梯度的优化算法。

第一步, 确定初值解为 θ^1 , 初始步数为 $k=1$ 。第二步, 计算搜索方向矢量 \mathbf{T}^k 。第三步, 将当前计算值代入 CFD 方程和离散算法, 获得新的 CFD 数值解。第四步, 递增计算步数为 $k=k+1$, 计算 $\theta^{k+1} = \theta^k + \eta_k \mathbf{T}^k$ 。第五步, 判断当前的目标值与控制值是否趋于一致, 若未达到收敛, 返回至第二步, 继续迭代。若收敛即可获得当前的优化结果。

有很多优化方法, 如卡尔曼滤波、遗传算法和神经网络算法等, 都可以通过目标函数的梯度来估算 \mathbf{T}^k 。其中, $\mathbf{T}^k = F(\nabla \phi(\theta^k))$, $\phi(x) = \mathbf{w}^T x$ 为目标函数, \mathbf{w}^T 为 n 维权矢量^[12]。

考虑到 CFD 算法的复杂性、计算效率和规模, 本文直接采用线性伴随状态方程来求解 \mathbf{T}^k , 其方法主体如下, 设此优化问题的数学表示为

$$\begin{cases} \min \phi(x) \\ \varphi(x)x = f \end{cases} \quad (10)$$

式中 $x = x(\theta)$ 是离散状态方程 $\varphi(x)x = f$ 的解, $\varphi(x) = \mathbf{A}$, \mathbf{A} 为与 x 有关的 $m \times n$ 状态矩阵。目标函数 $\phi(x)$ 只依赖于 x , 有

$$\frac{\partial \phi}{\partial \theta_k} = (\nabla_x \phi)^T \frac{\partial x}{\partial \theta_k} \quad (11)$$

将状态方程对设计参数 θ_k 微分, 则有

$$\left[\frac{\partial \varphi(x)}{\partial x} x + \varphi(x) \right] \frac{\partial x}{\partial \theta_k} = \frac{\partial f}{\partial \theta_k} \quad (12)$$

另外, 其解为 \mathbf{T}^k 的伴随状态方程为

$$\left[\frac{\partial \varphi(x)}{\partial x} x + \varphi(x) \right]^T \mathbf{T}^k = \nabla_x \phi \quad (13)$$

则有目标函数的梯度计算为

$$\begin{aligned} \frac{\partial \phi}{\partial \theta_k} &= (\nabla_x \phi)^T \frac{\partial x}{\partial \theta_k} = \\ &\left\{ \left[\frac{\partial \varphi(x)}{\partial x} x + \varphi(x) \right]^T \mathbf{T}^k \right\}^T \frac{\partial x}{\partial \theta_k} = \\ &(\mathbf{T}^k)^T \left[\frac{\partial \varphi(x)}{\partial x} x + \varphi(x) \right] \frac{\partial x}{\partial \theta_k} = \\ &(\mathbf{T}^k)^T \frac{\partial f}{\partial \theta_k} \end{aligned} \quad (14)$$

5 计算实例

结合具体纸浆流动特性, 用微湍流度及出口流速分布等衡量指标, 来分别评价阶梯扩散型和圆变方管型两种微湍流发生器的性能, 并将此指标作为目标值来进行结构优化设计。

两类微湍流发生器的结构以及离散后的网格

分别如图 2、3 所示。

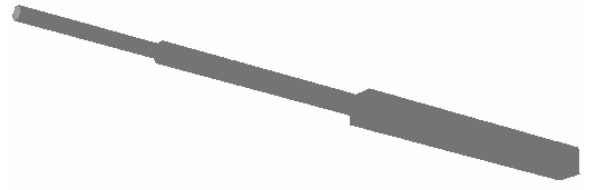


图 2 阶梯扩散型微湍流发生器结构及网格离散

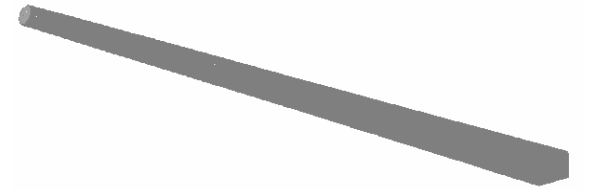


图 3 圆变方管型微湍流发生器结构及网格离散

参见文献[13]来设计微湍流发生器结构尺寸。图 2 所示的阶梯扩散型结构, 分为有锥度和无锥度两类。其具体结构尺寸为: 总长 248 mm, 第一、第二阶梯的断面为圆形, 第三阶梯断面为方形, 第一、第二和第三阶梯的长度分别为 60 mm、71 mm 和 117 mm。① 无锥度型: 第一阶梯内断面直径为 9 mm, 第二阶梯为 19 mm, 第三阶梯内方形断面为 25 mm×25 mm(长×宽)。② 有锥度型: 第一阶梯内锥度为 9:12, 第二阶梯内为 17:20, 第三阶梯内方形断面为入口处的 23 mm×23 mm(长×宽)变化至出口处的 25 mm×25 mm(长×宽)。图 3 所示的圆变方管型结构也主要有两类: 等断面直管和变断面锥管。图 3 中给出的是第二类, 其具体结构尺寸为: 总长 250 mm, 进口直径 9 mm, 出口断面尺寸(长×宽)分为两档: 15 mm×17 mm 和 15 mm×20 mm。

给定介质为浓度 10% 的纸浆悬浮液, 液相体积密度 900 kg/m³, 纤维相体积密度 150 kg/m³, 粘度为 1.006×10⁻³ N·s/m²。纸浆流进微湍流发生器之前经过混合室, 所以认为扩散器入口速度比较一致, 给定进浆速度为 7 m/s。

图 4~6 分别给出了以上微湍流发生器结构的出口速度、湍流强度和湍流尺度比较, 图 7 则给出了圆变方锥管型与无锥度阶梯扩散型微湍流发生器沿轴向方向的流速比较。其中, ■表示圆变方直管型微湍流发生器, ●表示圆变方锥管型微湍流发生器, ▲表示无锥度阶梯扩散型微湍流发生器, ▼表示有锥度阶梯扩散型微湍流发生器。

评价微湍流发生器性能, 首先要从微湍流程度来分析。湍流度越大, 涡旋尺度越小, 纤维分布越均匀, 反之则纤维絮聚越多, 分布越不均匀。因此, 湍流强度和湍流尺度与纸浆的纤维絮聚效果直接有关^[14]。

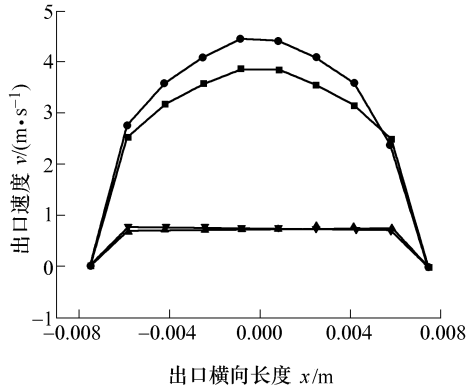


图4 不同微湍流发生器的出口速度比较

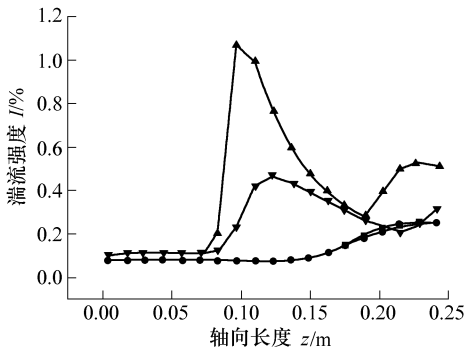


图5 不同微湍流发生器的湍流强度比较

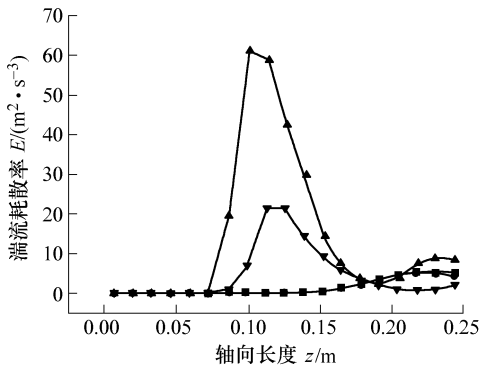


图6 不同微湍流发生器的湍流耗散率比较

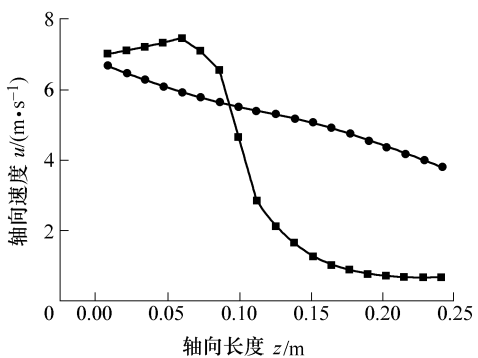


图7 不同微湍流发生器的轴向速度比较

针对上述四种微湍流发生器结构，对图4所示的出口速度分布比较表明：阶梯扩散型沿出口的速度差更小，速度分布更为均匀。图5所示的湍流强度比较表明：阶梯扩散型的湍流强度普遍比圆变方

管型微湍流发生器大，由于断面突扩，其湍流强度曲线存在两个突然扩大区域，而圆变方管型却没有这种效果。又由于湍流耗散率与涡旋尺度存在一一对应的关系，耗散率越大，涡旋尺度越小，反之则越大。图6所示的湍流耗散率比较说明，阶梯扩散型中间段的耗散率较圆变方管型大，而两端位置的耗散率二者相当，可以认为阶梯扩散型内的平均涡旋尺度更小。从以上主要微湍流衡量指标比较可知，阶梯扩散型微湍流发生器更有利于纸浆纤维的解絮和分布均匀。另外，如图7所示，圆变方管型的轴向速度比阶梯扩散型变化更平稳，说明其断面变化比较平缓，所以轴向速度分布值也可以为微湍流发生器断面设计提供参考。

由于水力式流浆箱微湍流发生器的结构尺寸要求非常高，通过以上CFD数值模拟，不仅可以评价微湍流发生器的设计和性能，而且可以进一步将湍流强度、湍流尺度和轴向速度等作为目标值，采用以上给出的梯度优化算法，对断面形状及结构尺寸等作量化分析和优化设计。以下分别尝试对圆变方管型和阶梯扩散型微湍流发生器进行具体结构优化计算。

(1) 对于圆变方管型微湍流发生器，从图5~7的比较可以看出，其轴向速度、湍流强度以及涡流尺度的变化都比较平缓。通过优化计算则不仅可以进一步看出，变面积锥管的速度和微湍流程度都要优于等面积直管，而且可分别获得出口断面尺寸(长宽比例)和总长的最佳设计参数。

(2) 阶梯扩散型的结构形式比较多，图5、6的比较结果表明：无锥度阶扩型的湍流强度在整个流向上都大于有锥度阶扩型，而其涡流尺度小于后者。三个参数在第一阶梯段变化较大，而在第二阶梯段却变化不大。可以看出模拟对象的第二阶梯段内腔尺寸增大不够，应适当增大第二阶梯方管的断面尺寸。通过优化迭代得出，第二阶梯段应比第一阶梯的内腔出口扩大4 mm，这与试验及相关文献的结论比较一致。另外，具体优化数据主要有，第一阶梯长径比 $l_1:d_1=6.5$ ，第二阶梯长径比 $l_2:d_2=4.2$ 和第三阶梯长宽比 $l_3:w_3=4.8$ 。各阶梯的横断面积比分别为： $A_2:A_1=2.3$ ， $A_3:A_2=3.0$ ，这些有待于进一步结合PIV试验进行论证。

6 结论

通过CFD数值模拟，研究了不同微湍流发生器在给定条件下，沿轴向的纸浆流速、湍流强度、涡流尺度以及出口速度分布。通过数值结果对比分析

和优化尝试, 得出以下结论。

(1) 针对流浆箱内复杂的浆料流动以及水力式流浆箱的特定要求, 论证了评价微湍流发生器设计性能的有效指标。

(2) 模拟结果表明无锥度阶梯扩散器出口速度分布及湍流强度分布更为均匀, 性能更好, 并指明了优化设计的方向。

(3) 提出了基于 CFD 数值模拟的微湍流发生器机械结构优化设计方法, 结合试验研究, 可以直接为实际工程应用服务。

参 考 文 献

- [1] 林建忠, 王灿星. 研究两相流中固粒对流体湍流特性影响的新方法[J]. 工程热物理学报, 1997, 18(4): 498-501.
- [2] 杨福成. 可控的均匀度[J]. 国际造纸, 2001, 18(6): 51-55.
- [3] 杨福成. 新型的流浆箱布浆器[J]. 国际造纸, 2005, 24(3): 46-48.
- [4] PARSHEH M. Flows in contractions with application to headboxes[D]. Stockholm: Royal Institute of Technology, 2001.
- [5] SHAVIT U, CHIGIER N. Development and evaluation of a new turbulence generator for atomization research[J]. Experiments in Fluids, 1996, 20(4): 291-301.
- [6] YOUN H J, LEE H L, CHIN S M. Influence of design of turbulence generator on flow behavior in pilot headbox[J]. Palpu Chongi Kisol, 2005, 36(5): 1-10.
- [7] 陈奇峰, 陈克复, 杨仁党, 等. 基于 CFD 的中浓纸浆悬浮液在变径管内流动的数值模拟[J]. 中国造纸学报, 2004, 19(2): 96-98.
- [8] 林建忠, 石兴, 邵雪明, 等. 纤维悬浮混合层中纤维取向与流场应力的研究[J]. 自然科学进展, 2002, 12(4): 372-376.
- [9] JAMES A O, IAN F, CANDICE C, et al. Modeling a turbulent fibre suspension flowing in a planar contraction: the one-dimensional headbox[J]. International Journal of Multiphase Flow, 2004, 12(3): 51-66.
- [10] HSU T Y. Hydrodynamics of paper making: Streamwise vortices generated in upstream of a 2D jet nozzle[D]. Rutgers: The State University of New Jersey, 2002.
- [11] 陈克复. 流体力学在制浆造纸工程中的应用[J]. 力学与实践, 1992, 14(6): 7-13.
- [12] FLETCHER R. Practical methods of optimization[M]. Chichester: John Wiley and Sons, 2000.
- [13] 杨德贵. 阶梯扩散器设计探讨[J]. 山东造纸, 1990,

5(1): 1-8.

- [14] BENG N, NORMAN B. Influence on sheet anisotropy formation, Z-toughness and tensile stiffness of reduced feed area to a headbox nozzle[J]. Nordic Pulp & Paper Research Journal, 1994, 8(1): 53-59.

OPTIMAL DESIGN METHOD BASED ON INNER FLOW NUMERICAL SIMULATION FOR MECHANICAL STRUCTURE OF MICROTURBULENCE GENERATOR

YANG Jian¹ XIAO Zongliang¹ DENG Jiayin¹
WANG Leqin¹ YANG Xu²

(1. Institute of Chemical Engineering Process and Machinery, Zhejiang University, Hangzhou 310027;
2. Hangzhou Machinery Designing and Researching Institute of China Light Industry, Hangzhou 310004)

Abstract: Based on the principle of microturbulence's generation, the turbulent characteristic and parameters of the paper pulp flow inside microturbulence generators are investigated. The modeling and numerical equations of the flow medium — paper pulp are presented via proper assumptions on the pulp flow. Considering the microturbulence intensity and scale as parameters of the cost function, the computer fluid dynamics (CFD)-based optimal method for the structural design of microturbulence generators is proposed and applied in the design of two classical structure types: round changed to square pipes, and expanded ladder pipes. The results show that the microturbulent characteristic using expanded ladder pipes generators is better than that using round changed to square pipes generators. The numerical method and the conclusion are applicable and useful for the new design of microturbulence generators.

Key words: Microturbulence generator

Optimal mechanical structure design

Computation fluid dynamics (CFD)

Numerical simulation

Microturbulence intensity

Microturbulence scale

作者简介: 杨健, 男, 1968 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。中国机械工程学会高级会员, 中国振动工程学会故障诊断专业委员会理事, 中国流体工程学会喷射技术专业委员会委员。主要研究方向为化工过程机械及流体测试控制技术。

E-mail: zdhjkz@zju.edu.cn