

Structural design and numerical simulation of axial-swirling type micro-bubble generator

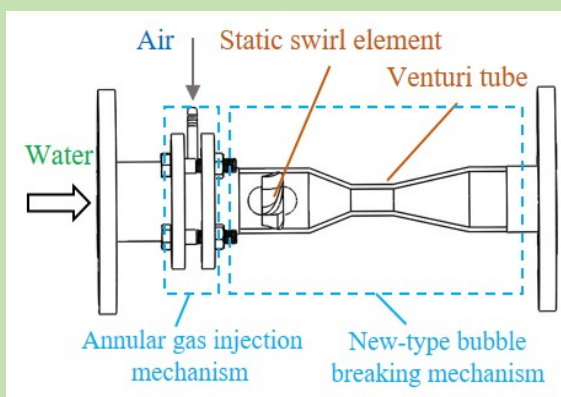
Guodong DING^{1,3}, Jiaqing CHEN^{1,3*}, Chunsheng WANG², Chao SHANG², Meili LIU^{1,3}, Xiaolei CAI^{1,3}, Yipeng JI^{1,3}

1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Petrochemical Technology, Beijing 102617, China

2. CNOOC Research Center, Beijing 100027, China

3. Beijing Key Laboratory of Pipeline Critical Technology and Equipment for Deep Water Oil & Gas Development, Beijing 102617, China

Abstract: A swirling-type micro-bubble generator was designed in this paper. The main structure of swirling-type microbubble generator consisted of annular gas injection mechanism and new-type bubble breaking mechanism. Among this, the annular gas injection mechanism adopted the structure of “center ring+micro-plate”. The new-type bubble breaking mechanism was composed of the static swirl element and the venturi tube. The static swirl element was coaxially set in the inlet section of venturi tube. Compared with traditional venturi tube, the new-type bubble breaking mechanism had some technical advantages



and may produce much smaller microbubbles. With the help of ANSYS FLUENT software, the numerical simulation of the flow path of the new bubble breaking mechanism was carried out and compared with the conventional venturi flow path. The simulation results showed that the velocity, radial velocity gradient, turbulent kinetic energy and turbulent dissipation rate in the new bubble flow path were larger than those of the conventional venturi channel. By introducing the simulated data into the empirical formula, the calculated particle size of micro-bubbles produced at the exit of traditional venture tube was about 2 times of the new bubble breaking mechanism. The results indicated that the new bubble breaking mechanism can produce smaller microbubbles. In order to improve the bubbling efficiency of axial swirling type microbubble generator, the optimization design of new type bubble breaking mechanism was taken. The structure of the rotating element was optimized by the corresponding surface method. The optimized blade exit angle was 35°, the center cylinder diameter was 12.3 mm, and the leaf length was 10 mm. The particle size of micro-bubbles produced by the optimized bubble breaking mechanism was calculated to be 75% before optimization, which indicated that the optimized new type bubble breaking mechanism can deeply improve bubbling efficiency of axial swirling type microbubble generator.

Key words: gas-liquid flow; micro-bubble generator; static swirl element; venturi tube; numerical simulation; turbulent flow

收稿: 2017-12-07, 修回: 2018-02-24, 网络发表: 2018-07-06, Received: 2017-12-07, Revised: 2018-02-24, Published online: 2018-07-06

基金项目: 2016 年北京市百千万人才工程培养经费资助项目(B 类); “十三五”国家科技重大专项子课题资助项目(编号: 2017ZX05032005-002); 北京市高水平创新团队建设计划项目(编号: IDHT20170507).

作者简介: 丁国栋(1991-), 男, 山东省日照市人, 硕士研究生, 机械工程专业; 陈家庆, 通讯联系人, E-mail: jiaqing@bipt.edu.cn.

引用格式: 丁国栋, 陈家庆, 王春升, 等. 轴向旋流式微气泡发生器的结构设计与数值模拟. 过程工程学报, 2018, 18(5): 934-941.

Ding G D, Chen J Q, Wang C S, et al. Structural design and numerical simulation of axial-swirling type micro-bubble generator (in Chinese). Chin. J. Process Eng., 2018, 18(5): 934-941, DOI: 10.12034/j.issn.1009-606X.217413.

轴向旋流式微气泡发生器的结构设计与数值模拟

丁国栋^{1,3}, 陈家庆^{1,3*}, 王春升², 尚超², 刘美丽^{1,3}, 蔡小垒^{1,3}, 姬宜朋^{1,3}

1. 北京石油化工学院机械工程学院, 北京 102617

2. 中海油研究总院技术研发中心, 北京 100027

3. 深水油气管线关键技术与装备北京市重点实验室, 北京 102617

摘要: 设计了一种旋流式微气泡发生器, 由环形注气机构和新型气泡破碎机构两部分组成, 前者采用中心圆环+微孔板结构, 后者由静止起旋元件和文丘里管组成, 采用 ANSYS FLUENT 软件对新型气泡破碎机构的流道进行数值模拟, 并与常规文丘里流道对比。结果表明, 新型气泡破碎机构流道内的水流速度、径向速度梯度、湍动能和湍能耗散率均大于常规文丘里流道, 常规文丘里流道出口处产生的微气泡直径为新型气泡破碎机构的 2 倍。采用响应曲面法优化静止起旋元件结构, 优化后的叶片出口角度为 35°, 中心圆柱体直径为 12.3 mm, 叶片长度为 10 mm, 优化后的气泡破碎机构产生的微气泡直径为优化前的 75%。

关键词: 气液两相流; 微气泡发生器; 静止起旋元件; 文丘里管; 数值模拟; 湍流

中图分类号: TH113

文献标识码: A

文章编号: 1009-606X(2018)05-0934-08

1 前言

微气泡与普通气泡相比具有直径小、界面稳定、表面积大等特点, 广泛应用于矿物浮选、水质净化、水产养殖等行业^[1,2]。微气泡的生成方法很多, 其中依靠湍流作用将混合气体剪切破碎成微气泡的引气分散法在工程中应用较广泛, 如射流式微气泡发生器和文丘里式微气泡发生器等^[3]。引气分散法具有产生微气泡浓度大、气相含量高优点, 但微气泡直径大。为进一步减小引气分散法产生的微气泡的平均直径, 研究者^[4-6]提出利用旋流效应提高水流湍动程度进而增强对气泡的剪切破碎作用, 并设计研制了不同结构的旋流式微气泡发生器; Ohnari^[7,8]设计的切向旋流式微气泡发生器主体结构由切向入水管、旋流腔和喷嘴构成; 文献[9-11]分别设计了利用螺旋导片产生旋流的轴向旋流式微气泡发生器, 具有结构紧凑、压降损失小、适用于大流量工况的特点; Kogawa 等^[12]对轴向旋流式微气泡发生器的出口结构进行了改进, 利用康达效应(Coanda Effect)提高出口漩涡破碎程度, 进而降低产生微气泡的直径。国内对于旋流式微气泡发生器的研究处于起步阶段, 文献[13-16]提出了旋流式微气泡发生器的结构设计方案, 文献[17,18]对自行设计的切向旋流式微气泡发生器进行数值模拟及关键结构参数的优选; 吕奉祥等^[19]对自行设计加工的切向旋流式曝气器进行了小试和中试。研究轴向旋流式微气泡发生器成泡效果和内部流场等的文献较少。本工作设计了一种轴向旋流式微气泡发生器, 对气泡破碎部分的流场进行了气液两相流数值模拟, 新型气泡破碎机构能产生更小直径的微气泡, 在此基础上利用响应曲面法对静止起旋元件的结构参数进行了优化。

2 轴向旋流式微气泡发生器结构设计

轴向旋流式微气泡发生器的外形如图 1 所示, 主体结构由环形注气机构和新型气泡破碎机构组成, 成泡过程主要通过水力作用破坏气液界面的稳定性, 使气泡在湍流碰撞、旋流剪切及压差作用下发生破碎生成微米级气泡。为便于制造加工和调试更换, 环形注气机构采用法兰连接, 固定安装在进水管的下游端和气泡破碎机构的上游端。工作过程中空气由注气管进入注气机构并在水流作用下生成初始气泡, 随后混合离散气泡的气液两相流进入气泡破碎段并在水力作用下生成微米级气泡。

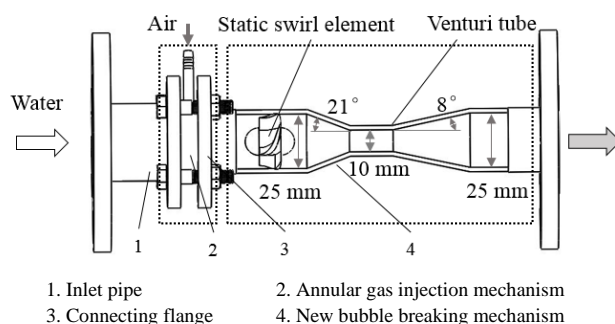


图 1 轴向旋流式微气泡发生器的外廓示意图

Fig.1 Outline of axial-swirling-type micro-bubble generator

2.1 环形注气机构的设计

在微气泡发生器中, 注气机构的结构对生成气泡的初始直径和在流场中分布的均匀程度有重要影响^[20]。在湍流场中, 气泡的初始直径与水流雷诺数(Re)、韦伯数(We)和注气比(α)等参数有关。常规旋流式微气泡发生器的注气口通常位于旋流腔顶部中心或起旋元件中心, 并在压差作用下自吸注气^[21], 吸入气量与内外压差有关,

注气压力和注气速度无法控制. 为减小生成气泡的初始直径并提高气泡在流场中分布的均匀程度, 本工作在美国 Schlumberger 公司 EPCON 型微气泡发生器^[22]、瑞士 Sulzer 化工集团 CompaX 型静态混合器^[23,24]等产品结构基础上, 设计了一种环形注气机构, 如图 2 所示. 环形注气机构主要由注气管、外环、内环和微孔板组成, 外环为圆环形空腔结构并通过连接管与内环腔连通, 内环迎水面为弧形平面, 背水面为微孔板结构. 工作过程中, 带压空气由注气管注入并经外环腔稳压后进入内环腔室, 并经内环背水面的微孔板喷出, 带压空气经过微孔介质层时被微孔切割成细小气流. 此后开启进水阀门, 泵送水流在内环迎水面发生分流, 根据伯努利方程, 流道横截面积减小, 水流速度升高, 湍流强度进一步增强, 主体水流通过内环中心流出, 另一部分通过内外环间的环形间隙流出, 两股水流将加速剪切并携带由微孔板切成的微小气流, 有效降低初始气泡的直径及提高气泡在水流中混合的均匀程度.

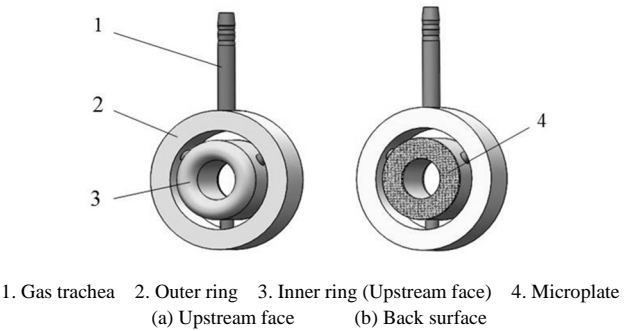


图 2 环形注气机构的结构示意图
Fig.2 Schematic diagram of annular gas injection mechanism

在入口水量 3 m³/h、管径为 DN25、水流压力 0.2 MPa、注气比 5%和注气压力<0.5 MPa 条件下, 初步设计的环形注气机构主要结构尺寸见表 1.

表 1 环形注气机构的结构尺寸
Table 1 Structural dimensions of annular gas injection mechanism

Parameter	Value
Injection tube diameter, D_0 /mm	4
Outer ring inner diameter, D_1 /mm	25
Inner ring outer diameter, D_2 /mm	18
Inner ring inner diameter, D_3 /mm	10

2.2 气泡破碎机构的设计

气泡破碎机构的功能是将注气机构产生的初始气泡进行剪切破碎, 生成微米级气泡. 文丘里结构在分散空气式微气泡发生器中应用广泛, 结合文丘里管和轴流式起旋元件设计了一种新型气泡破碎机构, 结构形式及文丘里管主体尺寸见图 1. 相比于常规文丘里结构, 新型气泡破碎机构的特点是在上游侧加装由中心圆柱体

和导流叶片组成的静止起旋元件, 利用静止起旋元件形成的轴向旋流增强混合流场的湍流强度, 提高水流对离散气泡的剪切破碎作用, 减小生成的微气泡直径.

Cassidy 等^[25]和 Spall 等^[26]对旋流场中气液两相动力学特性进行了研究, 认为旋流强度越大, 水流经收缩段进入喉管后对气泡的剪切破碎作用越强, 生成的微气泡直径越小, 并用旋流数(Γ)表征旋流强度.

$$\Gamma = \alpha_0 \frac{\pi^2}{4} \xi + \alpha_1 \frac{\pi \xi (3 - 3\delta + \delta^2)}{3\beta\delta(2 - \delta)^2} \tan\theta, \tag{1}$$

式中, α_0 和 α_1 为系数, $\xi=D_e/D$, D 为进口内径, D_e 为喉管内径, $\delta=c/R$, c 为环形流道宽度, $R=D/2$, θ 为导流叶片与轴线的夹角.

Γ 越大, 旋流强度越强, 对气泡的剪切作用越强, 气泡所受向心力越强, 运动过程中越向旋流中心汇聚. Hiroyuki 等^[27]设计的气泡发生器 $\Gamma \approx 2$. 在静止起旋元件中, 导流叶片的结构形式直接影响产生的旋流场的旋流特征, 其中正交混合型叶片具有结构简单、产生旋流场稳定的优点, 本设计采用该结构. 导流叶片的准线示意图见图 3, 叶片准线由基本段和直线段组成, 基本段函数曲线为圆弧形函数, 设计方程参见文献^[28], 初步确定导流叶片的主要结构参数如表 2 所示. 将气泡破碎机构相关参数代入式(1)计算可得到新型气泡破碎机构的旋流数 $\Gamma_{\text{xin}}=2.5$.

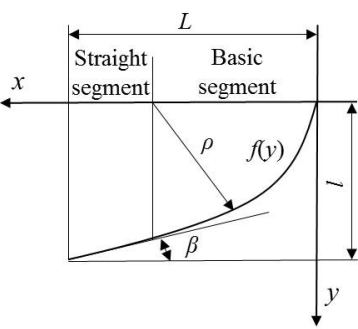


图 3 静止起旋元件所用导流叶片的准线示意图
Fig.3 Leaf line diagram of guide vane adopted by the static swirl element

表 2 导流叶片的主要结构参数
Table 2 Main structural parameters of the guide vane

Parameter	Value
Arc packet length, L /mm	12.56
Blade length, l /mm	10
Blade exit angle, β /°	20
Blades number, n	4

3 气泡破碎机构的 CFD 模型

用多相流模型对气泡破碎段进行模拟, 考察相同边

界条件下新型气泡破碎机构和常规文丘里流道内的速度及湍动能, 并利用相关经验和理论公式计算两种结构产生的微气泡直径。

3.1 网格划分及边界条件设置

3.1.1 网格划分

根据初步确定的结构尺寸, 对新型气泡破碎机构及常规文丘里流道进行三维实体建模, 利用 ANSYS Workbench 集成的网格划分软件 Meshing 进行网格划分, 如图 4 所示。为保证较高的网格质量, 分区域划分网格, 主体部分以六面体网格为首选, 在局部及复杂计算域采用四面体网格。

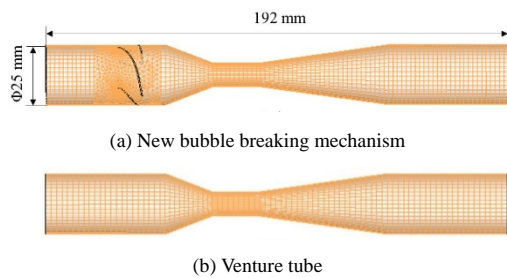


图4 气泡破碎流道三维模型及网格划分
Fig.4 Three-dimensional model and meshing of bubble breaking channel

3.1.2 边界条件设置

模拟所用工质选择 ANSYS FLURNT 介质库中的空气和液态水, 主相(连续相)为水, 次相(分散相)为空气, 密度分别为 998.2 和 1.3174 kg/m^3 , 粘度分别为 0.001003 和 $0.00001867 \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$ 。轴向旋流式微气泡发生器应用于气浮净水领域, 生成的微气泡在保证微小直径的前提下, 还需满足较高气泡密度的要求。对自主设计的微孔管式微气泡发生器研究发现, 提高微气泡发生器的注气量使气泡密度升高, 但产生的微气泡直径也增大, 当气液体积比约为 10% 时, 微气泡直径和密度达到较好的平衡, 气浮净化处理效果良好。综合考虑, 将入口气液体积比设为 10% 。采用速度入口(Velocity Inlet)条件, 根据设定的入口流速及入口直径等参数, 计算湍流强度(I)和水力直径(D_H)。入口 I 根据式(2)计算, D_H 相当于入口直管段的当量直径。

$$I = \frac{u'}{\bar{u}} = 0.16(Re_{DH})^{-0.125}, \quad (2)$$

式中, u' 为速度波动均方根, \bar{u} 为平均速度, Re_{DH} 为雷诺数。

出口边界按湍流流动充分发展考虑, 采用自由出流(Outflow)边界条件。壁面设置为无滑移壁面边界条件, 壁面粗糙度采用默认值 0.5 , 并采用标准壁面函数法处

理边界湍流。

3.2 数值计算模拟

3.2.1 多相流模型

将轴向旋流式微气泡发生器内的气液两相流动过程简化为恒温体系, 即不考虑能量方程。采用 Euler-Euler 多相流模型模拟流道内气液两相间的相互作用, 即将水相和气相均当作充满计算域的连续介质进行处理, 通过动量方程和连续方程求解每一相, 并利用压力项和界面交换系数实现相间耦合。

3.2.2 湍流模型

湍流运动是一种非定常且带有漩涡的运动形态, 旋流场中的运动复杂剧烈。广泛应用于旋流场分析的湍流模型有标准 $k-\epsilon$ 模型、RNG $k-\epsilon$ 模型、雷诺应力模型(RSM)和大涡模拟技术(LES)^[29]。RSM 模型直接通过雷诺应力建立方程式并计算 6 个雷诺应力分量, 考虑了流线弯曲、漩涡和旋转等更多实际过程的影响因素, 对复杂流动有更高的预测精度。本工作选择 RSM 模型进行模拟。

3.2.3 网格独立性验证

对新型气泡破碎机构和常规文丘里流道采用相同的网格划分方式, 并在起旋元件等流动变化剧烈的区域进行网格细化, 构建了网格数分别为 94877, 127948, 184721 和 274972 的 4 组模型进行网格独立性验证。随网格数增加, 出口处径向位置的水流速度曲线逐渐趋于重叠, 网格数为 184721 和 274972 的速度曲线基本重叠, 网格数 184721 即可满足网格独立性要求。

4 结果与讨论

4.1 两组模型的速度分布

Fujiwara 等^[30]实验研究了常规文丘里管中气泡破碎特性, 得到出口处产生微气泡的直径(d)与喉管处水流速度(v_{th})间的拟合关系[式(3)]。随通过喉管处水流速度(v_{th})增大, 出口产生的微气泡的直径(d)降低。

$$d = 5.47v_{th}^{-1.0}. \quad (3)$$

Gabbard^[31]和 Kress^[32]提出了计算湍流场中微气泡直径的理论公式[式(4)], 即微气泡直径 d 与雷诺数 Re 呈 -1.1 倍的指数关系, 水流的雷诺数越大, 产生的微气泡直径越小。

$$\frac{d}{D} = 2.09We_c^{3/5} \left(\frac{\sigma g_c \rho D}{\mu^2} \right)^{3/5} Re^{-1.1}, \quad (4)$$

式中, We_c 为韦伯数, σ 为表面张力, g_c 为系数, ρ 为水流密度, μ 为水流动力粘度。

新型气泡破碎机构和常规文丘里流道的水流速度分布云图如图5所示。由图可知,两组模型水流速度发展趋势基本一致,在收缩段随流道横截面积减小,水流速度逐渐增大并在喉管处达到最大;在扩张段随流道横截面积增大,水流速度逐渐减小。新型气泡破碎机构喉管处的最大速度 $v_{\text{xin}/\text{max}}=20.22 \text{ m/s}$, 对应的 $Re_{\text{xin}}=202200$; 常规文丘里结构喉管处的最大速度 $v_{\text{ven}/\text{max}}=10 \text{ m/s}$, 对应的 $Re_{\text{ven}}=100000$ 。新型气泡破碎机构与常规文丘里结构的不同仅表现在上游位置同轴安装了轴向静止起旋元件;在成泡机理上,两种结构均通过强湍流作用对气泡进行剪切破碎,可将式(3)和(4)应用于常规文丘里结构与新型气泡破碎机构生成微气泡直径的对比。应用式(3),通过实验手段单因素改变常规文丘里微气泡发生器的水流速度,通过测量喉管处的水流速度得到生成的微气泡直径;式(4)适用于湍流场中生成的微气泡的直径预测,其影响参数较多且相关参数无法确定,因此选择式(3)用于对比研究。将两组模型喉管处的最大水流速度代入式(3),可得两组模型出口产生的微气泡直径比 $d_{\text{ven}}/d_{\text{xin}}=2.02$ 。

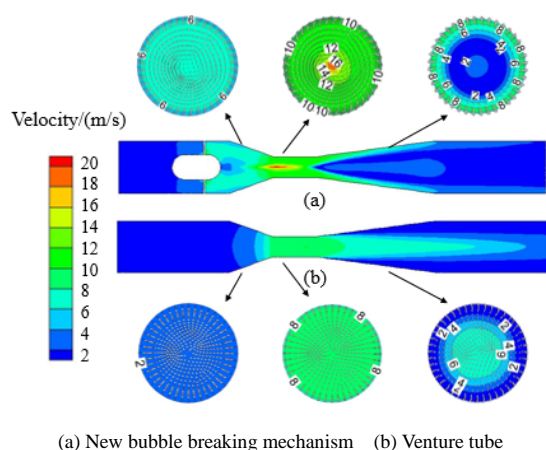


图5 两组模型水流速度云图

Fig.5 Water velocity magnitude contours of two models

在湍流流态下,湍流剪应力(τ)由粘性剪应力(τ_1)和附加剪应力(τ_2)组成。由式(5)可知,在湍流流动中由于流层间时均流速(u)不同,两个液层间产生粘性剪应力(τ_1),流层间速度梯度(du)越大,粘性剪切应力(τ_1)越大。

$$\tau_1 = \mu du/dy. \quad (5)$$

喉管横截面速度云图如图6所示。由图可知,新型气泡破碎机构喉管处的水流速度由中心处的 16 m/s 沿径向方向降至 10 m/s ,而常规文丘里流道喉管处的速度随径向位置变化幅度较小,基本保持在 8 m/s 。可认为新型气泡破碎机构中相邻流层间时均流速梯度远大于常规文丘里流道,气泡受到更大的粘性剪应力作用。

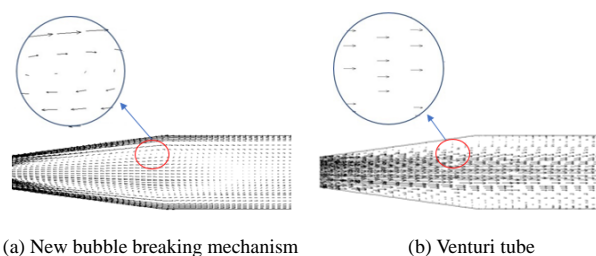


图6 两组模型扩张段速度矢量图

Fig.6 Speed vector magnitude of two models expansion section

相比于常规文丘里流道扩张段,水流进入新型气泡破碎机构扩张段后速度和方向发生明显改变,形成多个漩涡并保持较强的湍流状态。扩张段湍流场相邻流层间产生速度脉动并进行质点间的质量交换,低速液层的质点由于横向脉动进入高速液层,高速液层的质点由于横向脉动进入低速液层,进而在液层分界面上产生了湍流附加剪应力(τ_2),使离散气泡受到更大的剪切破碎作用。

4.2 两组模型的湍动能及湍能耗散率

新型气泡破碎机构和常规文丘里流道的湍动能分布云图如图7所示。两组模型混合相湍动能的分布规律基本一致,在收缩段和喉管段混合流的湍动能较小,进入扩张段后湍动能急速增加。这是由于混合流进入扩张段后流道横截面积增大,流速急剧降低、压力升高,造成剧烈的高频脉动,同时由于边界处的速度梯度形成漩涡,该处湍动能急剧升高并达到最大。新型气泡破碎机构流道内的湍动能远大于常规文丘里流道,表明旋流作用显著增强了混合相的湍动能,气液界面的不稳定性增加,气泡表面张力降低,更易破碎。

Turbulent kinetic energy (mixture)/(m²/s²)

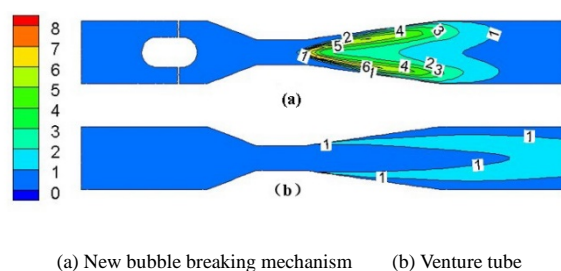


图7 两组模型的湍动能云图

Fig.7 Turbulent energy magnitude contours of two models

湍流模型为雷诺应力模型(RSM)时,雷诺输运方程中的耗散项由流体粘性系数和湍流速度梯度组成,包含二阶相关矩,输运方程开放,由于RSM模型放弃了各向同性的Boussinesq假设,小尺度涡团结构中的同性和异性耗散均需计算,为计算湍能耗散率需额外引入 ε 方程:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(C_s \rho \frac{k}{\varepsilon} \overline{U_i U_j} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} G - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (6)$$

式中， x_j 为*j*方向位移， x_i 为*i*方向位移， U_j 为*j*方向速度脉动值， U_i 为*i*方向速度脉动， $C_s=0.15$ ， $C_{\varepsilon 1}=1.34$ ， $C_{\varepsilon 2}=1.8$ ， k 为湍动能。联立雷诺输运方程和 ε 方程计算湍能耗散率。

根据 Lasheras 等^[33]的研究，在湍流作用下产生的微气泡的直径*d*与流场能量耗散率 ε 关系如下：

$$d = C_4 \left(\frac{\sigma^3}{\rho^3 \varepsilon^2} \right)^{0.2}, \quad (7)$$

式中， C_4 为常数项。*d*与 ε 呈-0.4 倍的指数关系，流场能量耗散率(ε)越大，生成的微气泡直径(*d*)越小。

气液两相湍动能和湍能耗散率的极大值均分布在新型气泡破碎机构和常规文丘里流道的扩张段，表明该区域的湍动程度较高，为气泡破碎的核心区域。 $x=0.1\text{ m}$ 的截面位于两组模型扩张段的中间位置，且两组模型在径向方向的湍能耗散率差距明显。两组模型在扩张段($x=0.1\text{ m}$ 处)沿径向方向的湍能耗散率如图 8 所示。由图可看出，新型气泡破碎机构湍能耗散率远大于常规文丘里流道，其中 $\varepsilon_{\text{xin}/\text{max}}=2880.52\text{ m}^2/\text{s}^3$ ， $\varepsilon_{\text{ven}/\text{max}}=489.139\text{ m}^2/\text{s}^3$ ，根据式(7)可得 $d_{\text{ven}}/d_{\text{xin}}=2.03$ ，与式(3)的计算结果基本一致，验证了所用分析预测模型的准确性。

4.3 静止起旋元件的优化设计

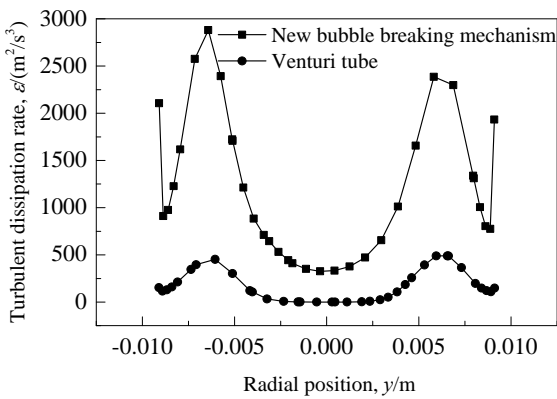


图 8 两组模型扩张段湍能耗散率
Fig.8 Turbulent dissipation rate of two models expansion section

新型气泡破碎机构喉管处的水流速度及湍能耗散率均大于常规文丘里流道，且 $d_{\text{ven}}/d_{\text{xin}}\approx 2$ 。在新型气泡破碎机构中，静止起旋元件的结构参数不仅决定产生的旋流数，同时影响流场中的水流速度和湍流耗散率，进而影响生成微气泡的直径。采用响应曲面法(Response Surface Methodology, RSM)对静止起旋元件的 3 个关键结构参数导流叶片出口角度(β)、中心圆柱体直径(D_{cy})和叶片长度(*l*)进行优化。借助 Design-expert 软件对静止起旋元件关键结构进行模拟方案的设计，因素和水平见表 3。选用二阶 Box-Behnken (BBD)设计方案，以最大湍能耗散率(ε_{max})为响应目标，模拟方案及结果如表 4 所示。

表 3 静止起旋元件关键结构所用的因素和水平

Table 3 Factors and levels adopted for the critical structural parameters of static swirl element

Level	Factor		
	Leaf export angle, $X_1/^\circ$	Center cylinder diameter, X_2/mm	Blade length, X_3/mm
High, 1	35	15	14
Intermediate, 0	30	12	12
Low, -1	25	9	10

表 4 静止起旋元件关键结构的模拟方案及结果

Table 4 Simulation scheme and results of the critical structural parameters of static swirl element

Group	X_1	X_2	X_3	Maximum turbulent dissipation rate, $\varepsilon_{\text{max}}/(\text{m}^2/\text{s}^3)$
1	0	0	0	3144.79
2	-1	1	0	2936.87
3	0	1	-1	2812.55
4	0	1	1	3407.6
5	0	0	0	3144.79
6	0	0	0	3144.79
7	0	-1	-1	2261.53
8	1	1	0	2891.13
9	-1	0	1	3036.37
10	0	0	0	3144.79
11	1	-1	0	2598.43
12	-1	-1	0	3394.65
13	0	0	0	3144.79
14	1	0	-1	5801.07
15	0	-1	1	3036.59
16	-1	0	-1	5649.67
17	1	0	1	2738.89

根据 BBD 设计的实验方案及模拟统计的最大湍能耗散率, 利用 Design-Expert 回归方程确定响应方程的系数, 得到流场中最大湍能耗散率的响应方程:

$$Y = 6683 + 4100.25X_1 + 1363.75X_2 + 1935.25X_3 + 547.75X_1X_2 + 6073.25X_1X_3 - 1543.75X_2X_3 + 3989.88X_1^2 - 3737.13X_2^2 + 5772.88X_3^2. \quad (8)$$

式中各项系数 $X_1 > X_3$, $X_3 > X_2$, 表明导流叶片出口角度(β)比中心圆柱体直径(D_{cy})和导流叶片长度(l)对流场最大湍能耗散率的影响更显著。

借助 Design-Expert 软件的优化功能, 预测流场 $\varepsilon_{\max} = 5810.39 \text{ m}^2/\text{s}^3$, 优化后的结构参数分别为 $\beta = 35^\circ$, $D_{cy} = 12.3 \text{ mm}$, $l = 10 \text{ mm}$. 将 ε_{\max} 代入式(6)计算可得优化后气泡破碎机构产生的微气泡的直径为优化前的 75%。

5 结论

设计了一种轴向旋流式微气泡发生器, 主体结构由环形注气机构和新型气泡破碎机构组成, 借助 ANSYS FLUENT 软件对气泡破碎机构进行了模拟, 得到如下结论:

(1) 新型气泡破碎机构喉管处的水流速度、径向速度梯度、湍动能和湍能耗散率均大于常规文丘里流道, 离散相气泡受到的剪切破碎作用更强。

(2) 常规文丘里流道产生微气泡的直径为新型气泡破碎机构的 2 倍, 验证了模型的准确性。

(3) 响应曲面方法优化后的导流叶片出口角度为 35° , 中心圆柱体直径为 12.3 mm , 导流叶片长度为 10 mm , 优化后生成的微气泡的直径为优化前的 75%。

参考文献

- [1] Rodríguez-Rodríguez J, Sevilla A, Martínez-Bazán C, et al. Generation of micro-bubbles with applications to industry and medicine [J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2015, 47(1): 405–429.
- [2] Terasaka K, Hirabayashi A, Nishino T, et al. Development of micro-bubble aerator for waste water treatment using aerobic activated sludge [J]. Chem. Eng. Sci., 2011, 66(14): 3172–3179.
- [3] Yun J E, Kim J H. Development of venturi system for microbubble generation [J]. Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B, 2014, 38(10): 865–871.
- [4] Tabei K, Haruyama S, Yamaguchi S, et al. Study of micro-bubble generation by a swirl jet [J]. J. Environ. Eng., 2007, 2(1): 172–182.
- [5] 谷脇充浩, 本田真一, 上田健士, 等. 対向した 2 台の巡回式マイクロバブル発生装置の干渉 [J]. 日本流体力学会誌「ながれ」, 2008, 27(2): 133–141.
- [6] Hiroyuki T, Shinichi H, Kenji U, et al. Interference of two opposing swirling micro-bubble generators [J]. Journal of the Japan Fluid Mechanics Association, 2008, 27(2): 133–141.
- [7] Sato K. Recent patents on micro and nano-bubble applications and potential application of a swirling type generator [J]. Recent Patents on Mechanical Engineering, 2011, 4(3): 202–211.
- [8] Ohnari H. Swirling fine bubble generator: US6382601 [P]. 2002–05–07.
- [9] Ohnari H. Swing type fine air bubble generating device: US7261283 [P]. 2007–08–28.
- [10] 島田晴示, 浅里信之, 森崎亘. 微气泡发生装置: CN104039432A [P]. 2012–12–21.
- [11] Shimada C, Nobuyuki A, Watari M. Micro-bubble generating device: CN104039432A [P]. 2012–12–21.
- [12] 嵯峨秀一, 浅里信之. 一种微气泡发生装置及回旋流发生装置: CN104023833B [P]. 2012–12–21.
- [13] Shuichi S, Nobuyuki A. A micro-bubble generating apparatus and a swirling flow generating apparatus: CN104023833B [P]. 2012–12–21.
- [14] Abe H, Matsuuchi K, Idaka M. Micro-bubble generator, vortex breakdown nozzle for micro-bubble generator, vane swirler for micro-bubble generator, micro-bubble generating method, and micro-bubble applying device: US7997563 [P]. 2011–08–16.
- [15] Kogawa H, Naoe T, Kyotoh H, et al. Development of micro-bubble generator for suppression of pressure waves in mercury target of spallation source [J]. J. Nucl. Sci. Technol., 2015, 52(12): 1461–1469.
- [16] 杨涛, 李浙昆, 张永忍, 等. 旋流式微泡发生器的设计与试验研究 [J]. 水利水电技术, 2016, 47(5): 141–144.
- [17] Yang T, Li Z K, Zhang Y R, et al. Design and experimental study of swirling micro-bubble generator [J]. Water Resources and Hydropower Engineering, 2016, 47(5): 141–144.
- [18] 邓久帅, 李浙昆, 何伟, 等. 一种旋流式微气泡发生器及生成微泡的方法: CN104117299A [P]. 2014–10–29.
- [19] Deng J S, Li Z K, He W, et al. A swirling micro-bubble generator and a method for generating micro-bubbles: CN104117299A [P]. 2014–10–29.
- [20] 邢新会, 吕奉祥, 初里冰, 等. 一种微米气泡的发生装置及其专用旋流器: CN101565230A [P]. 2008–04–24.
- [21] Xing X H, Lv F X, Chu L B, et al. A micro-bubble generation device and its special cyclone: CN101565230A [P]. 2008–04–24.
- [22] 章成武, 郝海保, 张瑞革, 等. 一种石油水处理用气浮选微气泡加气装置及其使用方法: CN106277150A [P]. 2016–09–07.
- [23] Zhang C W, Hao H B, Zhang R G, et al. An air flotation micro-bubble aeration device for petroleum water treatment and its using method: CN106277150A [P]. 2016–09–07.
- [24] 张永忍. 自吸式旋流微泡发生器的试验与研究 [D]. 昆明: 昆明理工大学, 2015: 68.
- [25] Zhang Y R. Experiment and research on self-priming swirling bubble generators [D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2015: 68.
- [26] Li Z K, Shi W L, He W, et al. Computer simulation method for the bubbling performance of the vortex micro-bubble generator[C]// International Conference on Electro Mechanical Control Technology and Transportation. Paris: Atlantis Press, 2015: 250–253.
- [27] 吕奉祥, 初里冰, 周军, 等. 新型微米曝气设备的研制及其性能 [J]. 化工学报, 2011, 62(6): 1537–1542.
- [28] Lv F X, Chu L B, Zhou J, et al. Development and performance of a new type of micro aeration equipment [J]. CIESC Journal, 2011, 62(6): 1537–1542.
- [29] Yin J, Li J, Li H, et al. Experimental study on the bubble generation characteristics for an venturi type bubble generator [J]. Int. J. Heat

- Mass Transfer, 2015, 91: 218–224.
- [21] 马亚鹏, 李浙昆. 内腔直径对自吸式旋流微泡发生器内流场的影响 [J]. 机械制造, 2016, 54(11): 27–28.
- Ma Y P, Li Z K. Effect of cavity diameter on flow field in self-sucking swirling bubble generators [J]. Machine Made, 2016, 54(11): 27–28.
- [22] Rabe K, Hardli L. Flotation unit for purifying water, such as a CFU (compact flotation unit): US9284199 [P]. 2016–03–15.
- [23] Ghanem A, Lemenand T, Della V D, et al. Static mixers: mechanisms, applications, and characterization methods—a review [J]. Chem. Eng. Res. Des., 2014, 92(2): 205–228.
- [24] Paglianti A. Recent innovations in turbulent mixing with static elements [J]. Recent Patents on Chemical Engineering, 2008, 1(1): 80–87.
- [25] Casidy J J, Falvey H T. Observations of unsteady flow arising after vortex breakdown [J]. J. Fluid Mech., 1970, 41(4): 727–736.
- [26] Spall R E, Gatski T B, Grosch C E. A criterion for vortex breakdown [J]. Physics of Fluids, 1987, 30(11): 3434–3440.
- [27] Hiroyuki K, Takashi N, Harumichi K, et al. Development of micro-bubble generator for suppression of pressure waves in mercury target of spallation source [J]. J. Nucl. Sci. Technol., 2015, 52(12): 1–9.
- [28] 金有海, 范超. 导叶式旋风管叶片参数设计方法的研究 [J]. 化工机械, 1999, 26(1): 21–24.
- Jin Y H, Fan C. Research on the parameter design method of the guide blade cyclone [J]. Chemical Machinery, 1999, 26(1): 21–24.
- [29] 雷秉秉. 轴流导叶式旋流分离器的数值模拟与实验性能研究 [D]. 北京: 北京交通大学, 2017: 34.
- Lei B B. Numerical simulation and experimental research on axial guide vane cyclone [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2017: 34.
- [30] Fujiwara A, Takagi S, Matsumoto Y. Bubble breakup phenomena in a venturi tube [C]//ASME/JSME 2007, Joint Fluids Engineering Conference. 2007: 553–560.
- [31] Gabbard C H. Development of a venturi type bubble generator for use in the molten-salt reactor xenon removal system [D]. Oak Ridge: Oak Ridge National Laboratory, 1972: 47.
- [32] Kress T S. Mass transfer between small bubbles and liquids in cocurrent turbulent pipe flow [D]. Tennessee: University of Tennessee, 1972: 55.
- [33] Lasheras J, Martinezbzan C, Montanes J. On the breakup of an air bubble injected into a fully developed turbulent flow. I. breakup frequency [J]. J. Fluid Mech., 2013, 401: 157–182.