

## 养殖舱增氧氧锥气液两相流影响因素分析

林礼群, 张耀明, 刘 平, 徐志强, 崔铭超

中国水产科学研究院渔业机械仪器研究所/农业农村部远洋渔船与装备重点实验室, 上海 200092

**摘要:** 为了解氧锥内部气液两相流动特性并提高氧锥增氧性能, 以大型工船养殖舱增氧系统中的氧锥为研究对象, 基于 Euler-Euler 模型, 对不同进气方式、锥度、孔径尺寸参数下的氧锥内部气液两相流动进行了瞬态数值模拟。通过分析气相体积分数分布、内部流场压力及速度分布情况, 探究气液两相在氧锥内的流动规律, 确定影响氧锥曝气溶氧性能的关键结构参数。结果表明, 在进气流量一定的情况下, 当进气与入水从氧锥顶部进入时, 气体与水混合程度较大, 试验验证了氧锥顶部进气方式的溶氧性能优于左端进气和右端进气 2 种方式; 在氧锥容积相同的情况下, 氧锥锥度的变化会引起气液两相的变化。在锥度较小且氧锥较高时, 氧气在氧锥内部的运动路径及混合时间较长, 有利于充分溶氧; 在同一进气方式下, 氧锥内部的气液两相分布相似, 且氧锥出口气体的体积分数随着进气孔径的减小而增大。当进气孔径减小至 10 mm 时, 氧锥内部的气液混合最为充分。

**关键词:** 养殖工船; 增氧氧锥; 气液两相流; 数值模拟; 增氧试验

中图分类号: S 951.3

文献标志码: A

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



## Influencing factors of gas-liquid two-phase flow in oxygenation speece cone of aquaculture tanks

LIN Liqun, ZHANG Yaoming, LIU Ping, XU Zhiqiang, CUI Mingchao

*Fishery Machinery and Instrument Research Institute, Chinese Academy of Fishery Sciences/Key Laboratory of Fishery Equipment and Engineering, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Shanghai 200092, China*

**Abstract:** To understand the characteristics of gas-liquid two-phase flow in the speece cone and improve its oxygenation performance, taking the speece cone in an oxygenation system of large-scale aquaculture platform cabin as the subject, we carried out a two-dimensional transient numerical simulation of gas-liquid two-phase flow in the speece cone under different conditions (Gas inlet method, taper and aperture size) based on the Euler-Euler model, analyzed the gas volume fraction distribution, the internal flow field pressure and the velocity distribution, explored the flow law of gas-liquid two-phase in the speece cone, and determined the key structural parameters influencing the aeration and oxygen dissolving performance of the speece cone. According to the results, under a given air inlet flow, when the gas inlet was consistent with the water inlet from speece cone, the mixing degree of gas and water was high. The experimental verification shows that the speece cone with top inlet had the best dissolved oxygen performance compared with the left inlet method and right inlet method. When the speece cone had the same volume, changes in the taper of the speece cone led to gas-liquid two-phase changed: a smaller taper, a higher speece cone, and longer motion path and mixing time of oxygen in the speece cone, favoring full oxygen dissolution. By the same gas inlet method, the gas-liquid two-phase distribution was similar in the speece cone. The volume fraction of the speece cone outlet gas increased with decreasing air inlet aperture, and when the air inlet aperture was reduced to  $d = 10$  mm, the gas and liquid were best

收稿日期: 2024-09-23; 修回日期: 2024-12-17

**基金项目:** 国家重点研发计划项目“舱养平台智能化养殖装备研制”(2022YFD2401104); 山东省重点研发计划项目“深远海设施渔业科技示范工程”(2021SFGC0701); 中国水产科学研究院渔业捕捞装备创新团队项目(2023TD85)

**作者简介:** 林礼群(1986—), 女, 副研究员, 硕士, 研究方向为渔业装备设计与应用。E-mail: [linliqun@fmri.ac.cn](mailto:linliqun@fmri.ac.cn)

mixed in the speece cone.

**Keywords:** Aquaculture platform; Speece cone; Two phase flow; Numerical simulation; Oxygenation experiment

养殖水体的溶氧浓度直接影响着水生动物的生存、生长和繁殖,是决定养殖成败和养殖效益的关键因素<sup>[1-3]</sup>。当水体溶氧低于一定水平时,需要通过人工增氧方式对水体进行增氧,以维持充足和持续的溶氧供应,满足水生动物的生长需求<sup>[4-5]</sup>。近年来,随着中国水产养殖不断向深远海拓展,海上集约化养殖取得良好发展,其中,大型养殖工船集约化养殖是建设“海上粮仓”的典型代表<sup>[6]</sup>。由于养殖密度高,养殖工船增氧显得极为重要。目前常见的增氧方式主要包括氧锥增氧、微孔曝气增氧、低压纯氧混合增氧、射流增氧等<sup>[7-11]</sup>。其中,氧锥增氧因具有较高的氧转移速率,且混合后水体溶氧饱和度高,比较适合超高密度养殖的增氧需求<sup>[12-13]</sup>。

氧锥由 Speece 于 20 世纪 70 年代发明,并于 90 年代应用于水产养殖增氧<sup>[14]</sup>。氧锥作为锥形结构气液接触发生器,其内部流动属于典型的气液两相流,流场分布直接影响到装置内各相的接触和混合效果,进而决定了装置的运行效果<sup>[15]</sup>。氧锥的几何结构尺寸、气液流速比、工作压力等参数是影响其增氧能力的重要因素。目前,对氧锥的研究主要有:陈友光等<sup>[16]</sup>研究了采用纯氧气源的氧锥增氧规律,推算出在氧锥最大氧气利用率的条件下,养鱼系统需配置的氧锥数量;房艳等<sup>[17]</sup>采用基于混合模型的流体仿真,计算分析了进气管布置在竖直管上不同距离的氧锥内部混合流速度云图,并探讨了进气管布置在竖直管上不同距离的氧锥增氧能力;Ashley 等<sup>[18]</sup>研究了一定进水流速范围内,气液流速比及氧源种类对氧锥增氧性能参数的影响;杨菁等<sup>[19]</sup>运用物质平衡等原理对氧锥气液流量运行参数进行设计并通过试验验证,在满足循环养殖系统需氧量的条件下,所设计的气液流量能够实现氧锥高的溶氧效率,并有效降低系统运行能耗;王君等<sup>[20]</sup>利用单相流体仿真优化氧锥外型,并通过在养殖工船氧锥进气结构引入微孔曝气射流装置,形成二次射流效果提升增氧速度。

上述研究主要集中在进气源(空气或纯氧)、气液流量及比值、局部进气位置变化对增氧性能的影响,尚并未关注氧锥结构本身主体结构尺寸变化对氧锥内气液两相分布、气液两相流动状态和流场分

布情况等的影响,目前尚无法确定氧锥溶氧性能的关键结构参数,导致目前氧锥结构的优化设计缺乏指导;而通过改变氧锥结构尺寸来开展试验预测氧锥的增氧性能,工作量巨大、效率低。因此,本研究基于大型养殖工船高密度养殖氧锥增氧模式,以氧锥为研究对象,采用基于 Euler-Euler 两相流数值模拟结合增氧试验验证方法,探讨了不同结构氧锥增氧过程气液两相流动及混合溶氧性能,分析了气相体积分数分布、气液两相流速以及压力分布等流场情况,揭示了气液两相在氧锥内的流动规律,并确定了影响氧锥溶氧性能的关键结构参数,以期对氧锥结构设计提供理论支持。

## 1 养殖舱氧锥增氧系统

图 1 为深远海大型养殖工船封闭养殖舱增氧系统。与传统循环水养殖增氧相比,该系统组成基本不变,但由于养殖水体成数量级增大,以图 1 中我国全球首艘 10 万吨级养殖工船为例,单个养殖舱水体达  $5\,600\text{ m}^3$ ,养殖密度约  $20\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ,每舱单位时间增氧需求量巨大<sup>[21-23]</sup>,氧锥容积及氧锥泵的进水流量则更大,该氧锥设计容积为  $1.35\text{ m}^3$ ,氧锥泵流量为  $140\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ 。对于氧锥的锥度、进气方式及进气管径等结构参数的设计,目前并无标准规范与相关理论研究可借鉴,因此本研究将通过对多氧锥几何模型数值计算分析,得出氧锥优化结构参数。

## 2 数学模型

### 2.1 几何模型及网格划分

本研究建立了 8 种不同氧锥的模型,采用 Creo 和 Mesh 软件分别对氧锥进行建模与网格划分,几何模型前提条件是保持氧锥容积为  $1.35\text{ m}^3$  和进出水口直径为  $0.15\text{ m}$  不变。氧锥几何模型参数与网格质量信息详见表 1,其中,Case1、Case2、Case3 是 3 种不同进气方式的计算案例,进气孔径( $d$ )和氧锥锥度( $\beta$ )均相同,其中“顶部进气”表示气体从氧锥顶部进入,与入水方向一致,“左端进气”表示气体从氧锥颈部左端进入,在出水口对面一侧,“右端进气”表示气体从氧锥颈部右端进入,与出水口同侧;Case4、Case5、Case6 是 3 种

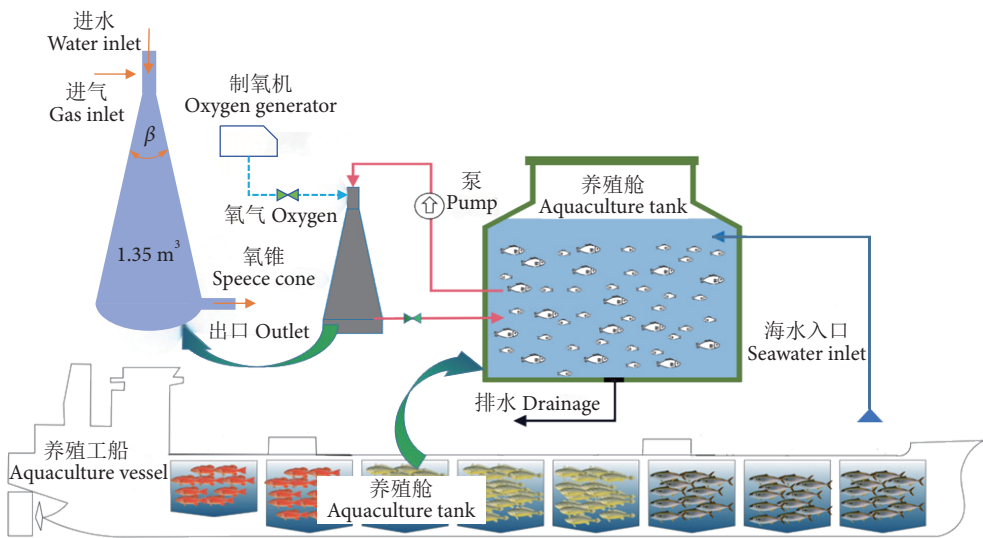


图1 大型工船养殖舱氧锥增氧系统示意图

Fig. 1 Schematic of speaker cone oxygenation system for aquaculture vessel cabin

不同锥度的计算案例，进气方式和进气孔径均相同；Case7、Case8是2种不同孔径的计算案例，进气方式和锥度均相同。模型网格的平均歪斜度 (Skewness) 均介于 0.06~0.07，最大歪斜度均小于 1，网格质量优<sup>[24]</sup>，计算精度高。

表1 几何模型参数与网格信息  
Table 1 Geometric model parameters and mesh quality information

计算案例 Calculation case	主要结构参数 Primary structural parameter		网格总数 Total mesh number	平均歪斜度 Average skewness	最大歪斜度 Maximum skewness
Case1	顶部进气 Top inlet		27 556	0.0 66 8	0.671
Case2	左端进气 Left inlet	$d=15\text{ mm}$ $\beta=23^\circ$	26 906	0.068 3	0.669
Case3	右端进气 Right inlet		26 409	0.068 1	0.623
Case4	$\beta=17^\circ$		28 327	0.062 2	0.690
Case5	$\beta=38^\circ$	$d=15\text{ mm}$ 顶部进气 Top inlet	28 337	0.069 1	0.806
Case6	$\beta=48^\circ$		28 840	0.066 3	0.853
Case7	$d=10\text{ mm}$	$\beta=23^\circ$	27 852	0.065 8	0.674
Case8	$d=20\text{ mm}$	顶部进气 Top inlet	27 332	0.064 9	0.735

2.2 Euler-Euler 控制方程

Euler-Euler 模型也称为双流体模型，在求解气液两相流体动力学时，计算域中的主相水与次相气体均被视为连续介质，分别针对每一相建立连续性方程和动量方程，并通过压力和相间交换系数的耦合进行求解<sup>[25]</sup>。其中，连续性方程与动量守恒方程为：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_j \rho_j) + \nabla \cdot (\alpha_j \rho_j u_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_j \rho_j u_j) + \nabla \cdot (\alpha_j \rho_j u_j u_j) = -\alpha_j \cdot \nabla P + \nabla \cdot (\alpha_j \tau_j) + F_j + \alpha_j \rho_j g \quad (2)$$

气体和液体体积分数满足：

$$\alpha_l + \alpha_g = 1 \quad (3)$$

$$\alpha_g = \frac{Q_g}{Q_g + Q_l} \quad (4)$$

式中： $j$  为任意相 (l 代表液相，g 代表气相)； $\alpha_j$  为  $j$  相的体积分数； $\rho_j$  为  $j$  相的密度 ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )； $u_j$  为  $j$  相的流动速度 ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ )； $t$  为时间 (s)； $P$  为压力 (Pa)； $\tau_j$  为湍流黏度 ( $\text{Pa} \cdot \text{s}$ )； $F_j$  为相间作用力 (N)； $g$  为重力加速度 ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ )； $\alpha_g$  为氧锥内部含气率； $\alpha_l$  为氧锥内部含液率； $Q_g$  为气体体积流量 ( $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ )； $Q_l$  为液体体积流量 ( $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ )。

### 2.3 湍流方程

采用标准  $k-\varepsilon$  湍流模型进行计算, 分别对气液两相建立封闭的雷诺应力项方程。标准  $k-\varepsilon$  模型通过求解湍流动能  $k$  方程和湍流耗散率  $\varepsilon$  方程, 得到  $k$  和  $\varepsilon$  的解, 然后再用  $k$  和  $\varepsilon$  的值计算湍流黏度, 最终通过 Boussinesq 假设得到雷诺应力的解, 具有很好的鲁棒性、经济性和对大范围湍流的合理预测, 是目前使用最广泛的模型<sup>[26]</sup>。湍流方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_j \rho_j k_j) + \nabla \cdot (\alpha_j \rho_j u_j k_j) = \nabla \cdot \alpha_j \frac{\mu_{t,j}}{\sigma_k} \nabla k_j + \alpha_j G_{k,j} - \alpha_j \rho_j \varepsilon_j \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_j \rho_j \varepsilon_j) + \nabla \cdot (\alpha_j \rho_j u_j \varepsilon_j) = \nabla \cdot \alpha_j \frac{\mu_{t,j}}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon_j + \alpha_j \frac{\varepsilon_j}{k_{k,j}} (C_{1\varepsilon} G_{k,j} - C_{2\varepsilon} \rho_j \varepsilon_j) \quad (6)$$

式中:  $k$  为湍动能 (J);  $\varepsilon$  为湍动能耗散率 (%);  $k$  越大表明湍流脉动长度和时间尺度越大,  $\varepsilon$  越大则湍流脉动的长度和时间尺度越小, 它们是 2 个制约着湍流脉动的量;  $\mu_{t,j}$  为  $j$  相的湍流黏度 (Pa.s);  $\sigma_k$  为  $k$  方程湍流普朗特数,  $\sigma_k = 1.0$ ;  $G_{k,j}$  为  $j$  相由层流速度梯度产生的湍动能 (J);  $\sigma_\varepsilon$  为  $\varepsilon$  方程湍流普朗特数,  $\sigma_\varepsilon = 1.3$ ;  $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$  为修正常数, 其值分别为 1.44、1.92。

### 2.4 求解参数及定解条件设置

本研究所计算的 8 种案例中, 边界条件和初始条件的设置均相同。其中, 进水口、进气口为速度进口边界条件; 气液出口为压力出口边界条件; 水设置为主相, 氧气为次相; 氧锥内混合溶氧过程为瞬态计算, 初始时刻, 氧锥内部流道均为水相, 水的体积分数为 1, 氧气的体积分数为 0。时间步长根据库朗数进行估计, 库朗数确定了流体在 1 个时

间步长内穿越的网格数, 通常取值 1~10, 本研究将计算时间步长设置为 0.05 s, 满足库朗数要求, 每个时间步长内方程均方根残差小于  $1.0 \times 10^{-4}$ 。采用有限体积法对连续性方程和动量守恒方程控制方程进行离散数值求解, 压力-速度耦合求解采用压力耦合方程组的半隐式方法 (Semi-implicit method for pressure-linked equations, 简称 Simple 算法)。

### 2.5 增氧性能试验验证方法

为验证模拟案例中气液混合效果, 通过选择表 1 中 Case1、Case2、Case3 3 组案例开展氧锥增氧性能试验, 氧锥进气结构预留有 3 个安装位置, 试验运行条件与数值模拟条件保持一致。试验系统如图 2 所示, 使用无鱼条件下水循环系统进行试验, 增氧性能试验参照 SC/T 6009—1999 和文献 [27] 进行。当所有试验设备及材料按照图 2 安装就位, 将除氧剂按规定量均匀加入水池中, 一旦除氧剂耗尽水中的所有氧气, 开启水泵, 调整氧锥出口阀门开度, 待溶氧出现稳定上升时开始记录并观察氧锥出口气泡情况。当每组试验结束后, 先关闭进气阀门, 再关闭水泵和氧锥的出口阀门。开始另一组试验时, 首先安装好进气管位置, 重复上述操作步骤。然后根据现场试验数据绘制溶氧浓度随时间的变化曲线, 分析结构变化对氧锥溶氧性能的影响情况, 说明氧锥气液两相流混合程度与增氧性能的关系。

## 3 结果与分析

### 3.1 网格无关性验证

由于对氧锥内部两相流动进行非稳态模拟计

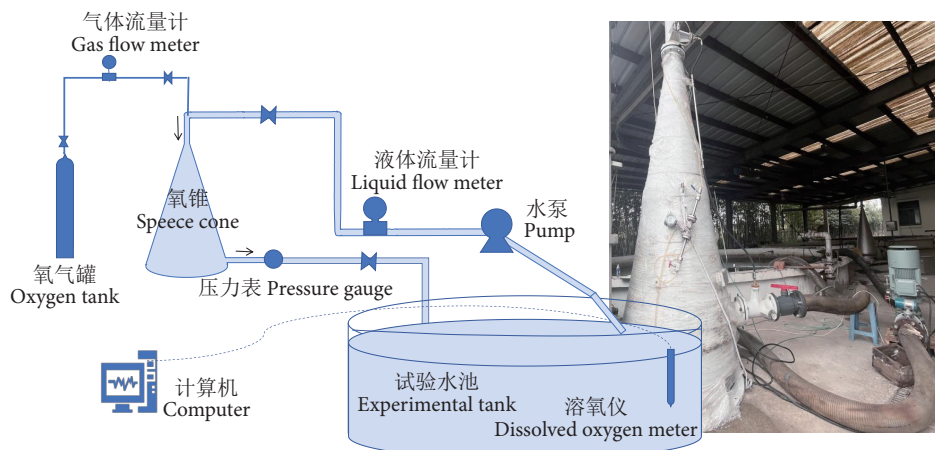


图2 氧锥增氧试验系统及现场试验图

Fig. 2 Speece cone oxygenation test system and physical test diagram



算,需要做网格无关性验证。本研究计算了多个不同氧锥二维模型。其中,一部分氧锥模型除了进气位置和进气孔尺寸参数有改变外,氧锥本体几何参数不变,由于进气结构尺寸很小,其网格变化引起的总体网格数量变化很小,几乎可以忽略;另一部分氧锥模型的进气结构及方式不变,氧锥锥度及相应的氧锥高度发生改变,由于氧锥容积不发生改变,氧锥二维模型总体网格数量变化量也很小。因此选用顶部进气方式,进气孔径为 15 mm 的氧锥算例作为网格无关性验证说明,划分的网格数分别为 15 517、23 816、27 556、38 325、59 526、86 923,在相同计算条件下,当流动状态稳定后,考察在相同曝气量条件下,氧锥出口气体体积分数在不同网格数下是否存在显著性差异。由图 3 可知,网格数量由 27 556 增至 86 923 的过程中,氧锥的出口气体体积分数的变化范围在 5% 以内,此时网格数量对计算结果影响很小,可认为 27 556 网格数已达到网格无关性,故本研究其他氧锥模型算例也选取 27 556 作为参照网格数量。

### 3.2 进气位置影响分析及验证

根据气液两相流原理可知,氧锥在工作时,增氧性能主要取决于气液接触的充分程度<sup>[28]</sup>,气相体积分数能表征该程度。图 4 为不同进气位置下氧锥内部气相体积分数瞬态图。随着水和气体的不断射入,两者在氧锥内混合不断加强;当气体从氧锥顶部进入时,气液混合接触面最大,气体充满整

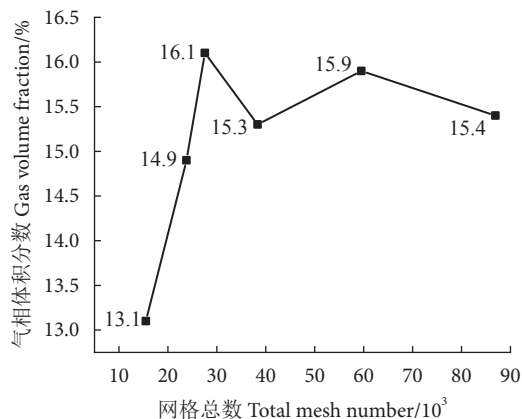


图3 网格数对出口气体体积分数的影响

Fig. 3 Effect of grid number on gas volume fraction of outlet

个氧锥内大部分面积;当气体从氧锥左端进入时,气液混合接触面主要集中在氧锥内部左上侧面;当气体从氧锥右端进入时,气液混合接触面主要集中在氧锥内部右侧面,并逐渐有气体聚集。75 s 后,顶部进气方式和左端进气方式的氧锥内部气液两相流动趋于稳定,气相体积分数几乎不再变化,左侧进气方式的氧锥内部气体表面积与水的混合面积比例较小,顶部进气方式的气体与水混合程度较大,气相分布均匀;在右端进气方式中,75 s 后气液两相分布仍不断变化,有较大气泡生成,并聚集成更大气团,气相分布不均。结合图 5 中 3 种不同进气位置的压力云图分析可知,顶部和左端进气方式的压力平稳,而右端进气方式的氧锥内压力波动较大,流动不稳定。进一步分析图 6 中 3 种进气方式

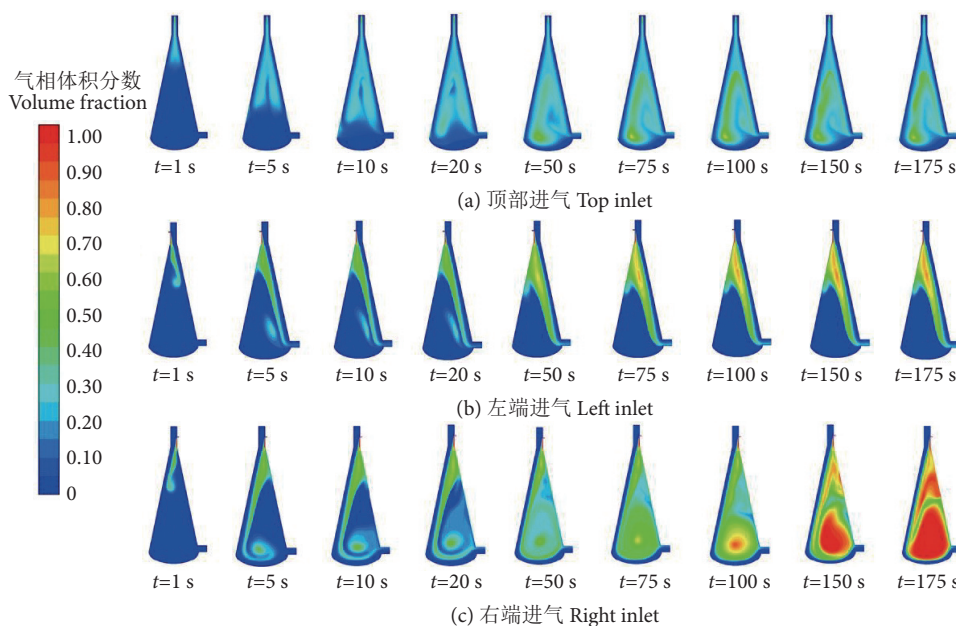


图4 不同进气位置条件下的不同时刻气相体积分数图

Fig. 4 Gas phase volume fraction transient diagrams under varying intake position conditions

的气体流线图可知, 顶部和左端进气方式的气体流速较低, 且大部分气体在氧锥内均有上升和下降过程, 说明气体在氧锥内部的运动路径较长, 气液接触时间长, 并随着混合流流出氧锥出口; 右端进气方式中仅少量气体快速流出氧锥出口, 大量气体未被水及时携带出去, 在氧锥内集聚成较大气穴, 出现了明显的回流区, 阻碍了氧气向水的转移, 不利于气液混合与充分溶氧。

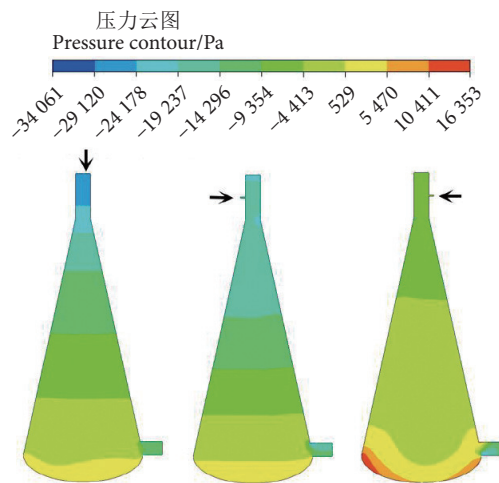


图5  $t=150$  s 时压力云图  
Fig. 5 Pressure contours at  $t=150$  s

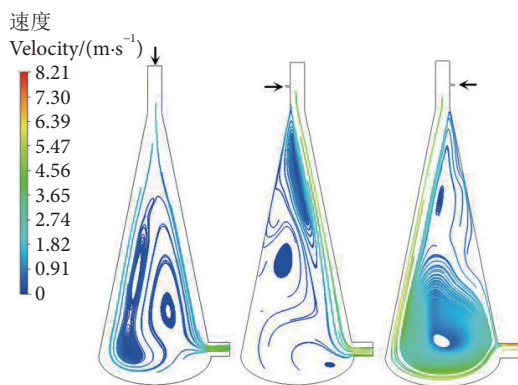


图6  $t=150$  s 时气体速度流线图  
Fig. 6 Gas velocity contours at  $t=150$  s

不同进气方式下溶解氧质量浓度随时间的变化曲线如图7所示, 前7 min 3种进气方式对溶解氧的影响不明显, 经线性拟合发现顶端进气方式中溶解氧上升斜率( $k$ )为1.27, 左端进气方式中 $k$ 为1.19, 右端进气方式中 $k$ 为0.86, 说明顶部进气方式对溶氧的提升速度逐渐显现, 证实了采用顶端进气方式时, 氧锥内气体与水混合程度更为充分, 增氧效果显著, 与数值模拟结果一致。

### 3.3 氧锥锥度影响分析

图8为在氧锥容积相同情况下, 锥度不同时,

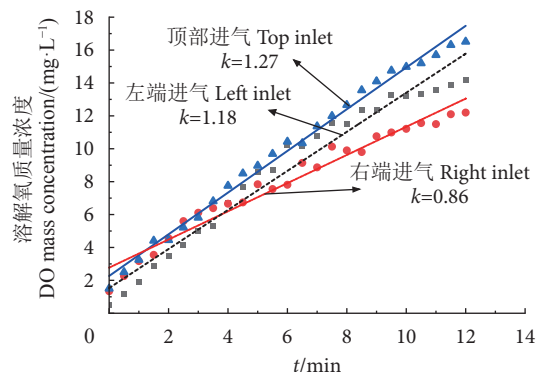


图7 不同进气方式下溶解氧质量浓度随时间变化曲线  
Fig. 7 Changes in dissolved oxygen concentration along with time by different air inlet positions

氧锥内部气相体积分数瞬态图。锥度 $17^\circ$ 、 $23^\circ$ 和 $38^\circ$ 所对应的气相体积分数瞬态图相似, 在75 s后气液两相分布基本不再发生变化, 整个氧锥面的平均气体体积分数分别为0.153、0.150和0.146, 即锥度越小, 气液两相在氧锥内混合越充分。当锥度为 $48^\circ$ 时, 气相体积分数瞬态图发生了巨大变化, 并在50 s后逐渐有气体积聚, 气体未及时被水携带裹带出氧锥。结合图9氧锥内部流场流速分布图分析, 在相同氧锥容积下, 锥度介于 $17^\circ \sim 38^\circ$ 时, 速度大小及分布基本相似, 锥度越小, 氧锥越高, 氧气在氧锥内部运动的路径也越长, 气液接触时间长, 并能随水全部流出氧锥, 因此锥度较小的氧锥溶氧性能也较好。但在实际应用中, 需综合考虑船舱内的安装高度和现场操作性等因素。在此基础上, 尽量设计较小的氧锥锥度, 以提高氧锥的溶氧性能。

### 3.4 进气孔尺寸影响分析

图10显示了在不同进气孔尺寸、相同进气流量条件下, 气液两相流不再变化时(75 s后), 氧锥内部气相体积分数的瞬时状态。不同孔径下气相体积分数分布仍相似, 但是进气孔径( $d$ )为10 mm时, 氧锥内部几乎全部充满气液混合流体, 气相分布均匀, 整个氧锥面的平均气相体积分数为0.327。而当 $d$ 为15和20 mm时, 气液混合程度无明显差异, 整个氧锥面的平均气相体积分数分别为0.246和0.229, 进一步说明在计算进气孔范围内, 随着进气孔径的减小, 氧锥面的气相体积分数增大。结合图11中氧锥出口体积分数随时间的变化可知, 随着气体不断进入氧锥, 其出口平均气相体积分数在前30 s内迅速上升, 随后增长逐渐放缓, 并出现略微波动和下降; 60 s后, 气相体积分数趋于稳

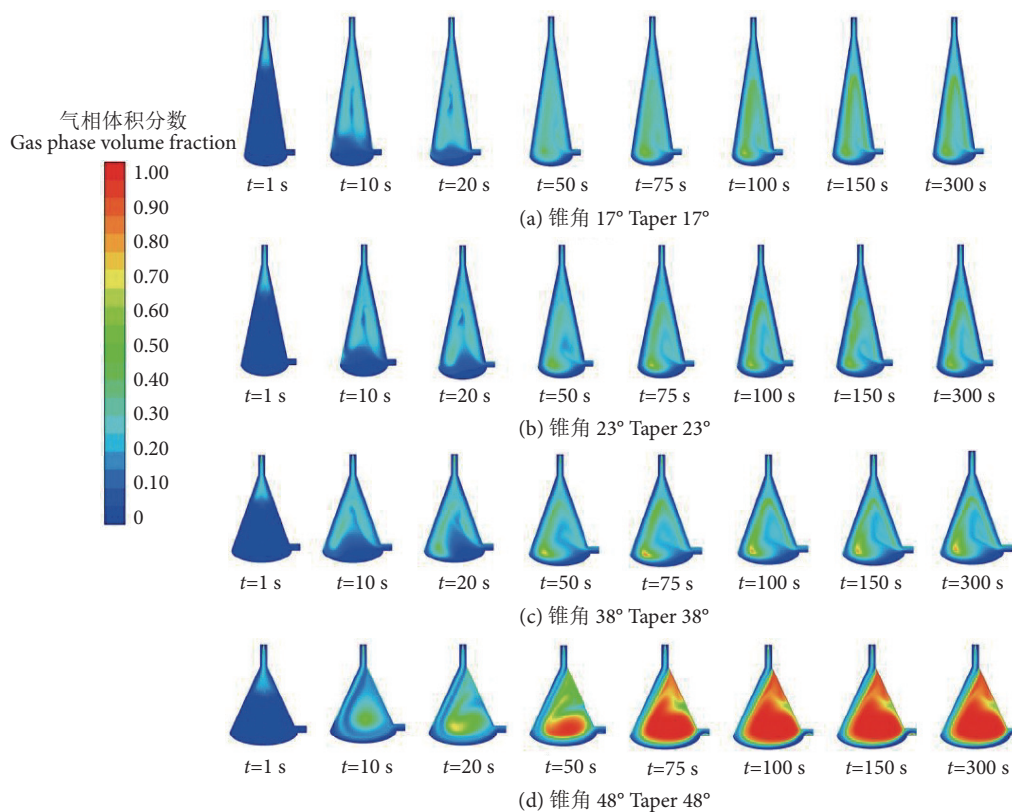


图8 不同锥度下不同时刻气相体积分数图

Fig. 8 Gas phase volume fraction transient diagrams at different taper angles

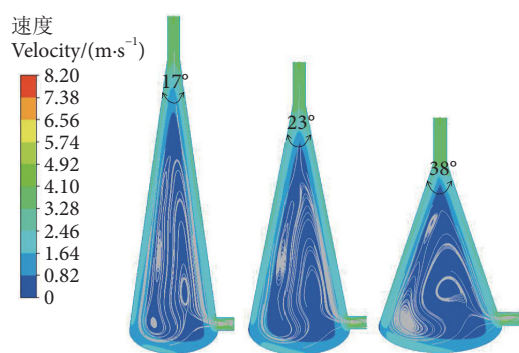
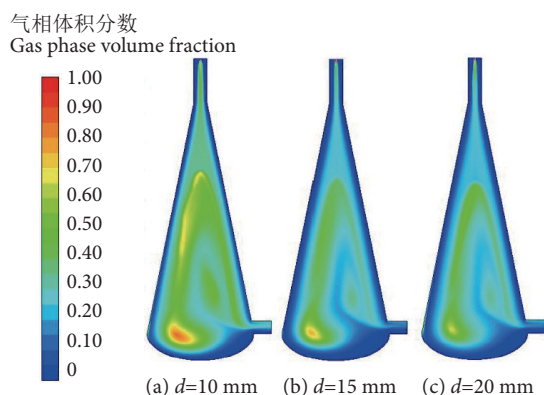
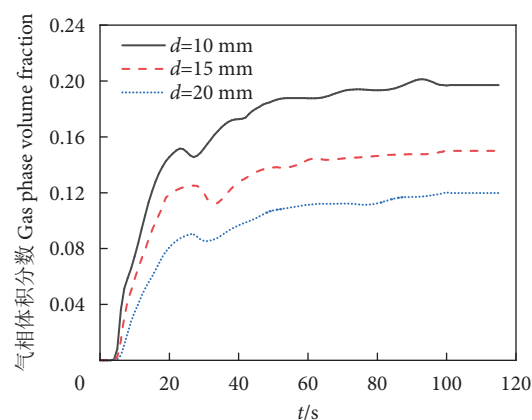
图9 不同锥度下氧锥内流场速度分布 ( $t=300$  s)Fig. 9 Velocity distribution of flow field inside speece cone at different taper angles ( $t=300$  s)图10 气相体积分数图 ( $t=100$  s)Fig. 10 Gas phase volume fraction diagrams ( $t=100$  s)

图11 氧锥出口气相体积分数随时间变化

Fig. 11 Changes of gas phase volume fraction of speece cone outlet along with time

定, 基本不再变化, 此时  $d$  为 10、15 和 20 mm 所对应的氧锥出口平均气相体积分数分别为 0.199、0.150 和 0.119; 据此可得出, 在相同进气方式和进气流量条件下, 减小进气孔尺寸有利于气液充分混合, 增加氧锥溶氧性能。

#### 4 结论与展望

本研究采用 Euler-Euler 模型, 对用于养殖工船封闭舱养的大型氧锥内部曝气溶氧过程进行了气



液两相流数值模拟,通过分析不同时刻的气相体积分数分布、气液两相流速及压力分布情况,探讨了不同结构参数对氧锥内部流场与溶氧的影响。本研究发现,在进气流量一定的情况下,当进气与入水从氧锥顶部进入时,气体与水的混合程度较高,试验验证了氧锥顶端进气方式的溶氧性能优于其他2种方式;在氧锥容积相同的情况下,氧锥锥度的变化会引起气液两相的分布变化,当锥度较小时,氧锥的高度相对较大,氧气在氧锥内部的运动路径及混合时间增加,有利于更充分的溶氧;在相同的进气方式下,氧锥内部的气液两相分布相似,氧锥出气的体积分数随进气孔径的减小而增大,当进气孔径减小至10 mm时,氧锥内部气液混合最充分。

本研究对研究过程作了一定简化。首先,利用数值模拟方法将气相气泡尺寸设置为相等,而氧锥内实际气液混合流动过程中会不断发生气泡聚集与破碎,生成大小不一的气泡,可进一步反映溶氧性能<sup>[29-30]</sup>,因此模拟计算与客观现象存在偏差。其次,氧锥作为一种耐压容器,其运行操作及内部气液混合需要一定承压能力,而可视化的材质耐压容器的制作难度大,因此本研究未开展可视化氧锥内部流动试验,无法监测氧锥内部气液两相分布变化情况。此外,考虑不同结构氧锥模型的制作时间和成本,本研究只遴选其中3组模型进行氧锥增氧性能验证,未对全部仿真案例进行验证。基于此,下一步将开展大量不同结构氧锥内部流动及溶氧性能试验研究,获取氧锥的稳定高效运行参数,为深远海平台高密度养殖增氧设备的工程设计提供参考。

#### 参考文献:

- [1] DONG S L, DONG Y W, CAO L, et al. Optimization of aquaculture sustainability through ecological intensification in China[J]. *Rev Aquac*, 2022, 14(3): 1249-1259.
- [2] BAYLAR A, EMIROGLU M E, BAGATUR T. An experimental investigation of aeration performance in stepped spillways[J]. *Water Environ J*, 2006, 20(1): 35-42.
- [3] ROY S M, MOULICK S, MUKHERIEE C K. Design characteristics of perforated pooled circular stepped cascade (PPCSC) aeration system[J]. *Water Supply*, 2020, 20(5): 1692-1705.
- [4] MOULICK S, MAL B C, BANDYOPADHYAY S. Prediction of aeration performance of paddle wheel aerators[J]. *Aquac Eng*, 2002, 25(4): 217-237.
- [5] CHENG X J, XIE Y L, ZHU T D, et al. Modeling re-oxygenation performance of fine-bubble-diffusing aeration system in aquaculture ponds[J]. *Aquac Int*, 2019, 27(5): 1353-1368.
- [6] 徐皓, 刘晃, 黄文超. 深远海设施养殖装备技术进展与展望[J]. *上海海洋大学学报*, 2023, 32(5): 893-902.
- [7] 彭飞, 宋雨龙, 张丽梅, 等. 水产养殖增氧设备的研究进展[J]. *饲料工业*, 2023, 44(22): 54-58.
- [8] ZHANG C L, SONG B B, SHAN J J, et al. Design and optimization of a new tube aeration device[J]. *Aquac Int*, 2020, 28(3): 985-999.
- [9] 钟伟. 微孔曝气式增氧机增氧性能试验[J]. *农业工程*, 2019, 9(12): 83-87.
- [10] 张宇雷, 倪琦, 徐皓, 等. 低压纯氧混合装置增氧性能的研究[J]. *渔业现代化*, 2008, 35(3): 1-5.
- [11] 门涛, 张祝利, 顾海涛, 等. 射流式增氧机性能研究[J]. *渔业现代化*, 2011, 38(2): 49-51, 55.
- [12] MICHAEL B T, JAMES M E. Recirculating aquaculture systems [M]. New York: NRAC Publication, 2002: 285-293.
- [13] 宋奔奔, 吴凡, 倪琦, 等. 封闭循环水养殖中曝气系统设计及曝气器的选择[J]. *渔业现代化*, 2011, 38(3): 6-10.
- [14] SPEECE R E. Hypolimnion aeration[J]. *J Am Water Works Ass*, 1971, 63(1): 6-9.
- [15] XIONG R Q, CHUNG J N. An experimental study of the size effect on adiabatic gas-liquid two-phase flow patterns and void fraction in micro channels[J]. *Phys Fluids*, 2007, 19(3): 1139-1158.
- [16] 陈有光, 段登选, 陈秀丽, 等. 工厂化养鱼中氧气锥的增氧规律[J]. *渔业现代化*, 2009, 36(3): 26-30.
- [17] 房燕, 曹广斌, 韩世成, 等. 基于 Fluent 的工厂化水产养殖增氧锥的数值模拟及结构优化设计[J]. *江苏农业科学*, 2013, 41(4): 355-358.
- [18] ASHLEY K, FATTAH K, MAVINIC D, et al. Analysis of design factors influencing the oxygen transfer of a pilot-scale speece cone hypolimnetic aerator[J]. *J Environ Eng*, 2014, 140(3): 1-9.
- [19] 杨菁, 管崇武, 宋红桥, 等. 循环水养殖系统氧锥运行参数设计[J]. *渔业现代化*, 2023, 50(2): 1-6.
- [20] 王君, 谢永和, 李德堂, 等. 养殖工船高压增氧锥外形优选及配件开发[J]. *南方水产科学*, 2024, 20(1): 74-80.
- [21] 刘晃, 徐皓, 庄志猛. 封闭式养殖工船研发历程回顾[J]. *渔业现代化*, 2022, 49(5): 1-7.
- [22] 黄文超, 赵新颖. 养殖工船建设运营经济效益分析[J]. *中国渔业经济*, 2024, 42(1): 72-82.
- [23] 李多云, 苗亮, 陈炯, 等. 封闭式工船养殖大黄鱼容量的计算及其评估[J]. *科学养鱼*, 2021(12): 75-76.
- [24] 胡坤, 邓荣, 梁栋. ANSYS CFD 网格划分技术指南[M]. 北京: 化学工业出版社, 2019: 68.
- [25] 陈彩霞, 夏梓洪. 计算流体力学基础与多相流模拟应用[M]. 北京: 科学出版社, 2020: 12-13.
- [26] 胡坤, 顾中浩, 马海峰. CAE 分析大系 ANSYS CFD 疑难问题实例[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2020: 184.
- [27] BOYD C E. Pond water aeration systems[J]. *Aquac Eng*, 1998, 18(1): 9-40.
- [28] 阎昌琪. 气液两相流[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2010: 2-5.
- [29] 覃成鹏, 杨宁. 多相分散体系中气泡/液滴聚并和破碎的群平衡模拟[J]. *化学进展*, 2016, 28(8): 1207-1223.
- [30] 罗涛, 王洪臣, 徐相龙, 等. 微孔曝气气泡生成阶段的并聚规律研究[J]. *环境工程*, 2019, 37(9): 30-33, 29.