

中心体位置对空化喷嘴流动影响的数值仿真

王鑫鑫, 邓伟, 王庆鹏
(交通运输部烟台打捞局, 山东烟台 202501)

摘要: [目的] 针对中心体位置对喷嘴空化强度及流动形态的影响问题, [方法] 基于 CFD-Fluent, 采用 Mixture 多相流模型、 $k-\varepsilon$ 湍流模型和 Schnerr-Sauer 空化模型, 对不同中心体位置的喷嘴流场进行数值模拟。通过与已有研究结果对比, 验证所用方法的有效性和可靠性。[结果] 系统化中心体轴向位置对空化喷嘴内部流场及空化强度的非线性调控规律, 明确揭示喉部与扩张锥段交界处为最易诱发空化效应的关键位置。当中心体位于该位置时, 空化效应最为强烈, 传质速率达到最大值; 当中心体位于喷嘴内部时, 中心体无空化; 当中心体位于喷嘴外部时, 空化区域向下游扩展的位置变化较小, 且随着中心体进一步向下游移动, 空化效应逐渐减弱。此外, 基于 LES 方法进一步深入分析当喷嘴位于最佳空化位置时, 喷嘴下游复杂的非稳态流动结构与蒸汽相的大尺度径向扩散特征。喷嘴下游 10 倍喷口直径处非稳态特征显著, 蒸汽相分布直径扩张至 4 倍喷口直径。[结论] 明确中心体位置对空化强度的调控规律, 为优化空化喷嘴设计提供理论依据。结果有助于提升清洗、破碎等依赖空化效应的工业过程效率, 同时为开发可调中心体结构、实现空化强度实时控制提供理论支撑。

关键词: 数值模拟; 多相流; 空化; 中心体位置

中图分类号: U672.7⁺2 **文献标志码:** A **【DOI】** 10.13788/j.cnki.cbgc.2026.03.07

Numerical Simulation on the Effect of Central Body Position on the Flow in Cavitating Nozzles

WANG Xinxin, DENG Wei, WANG Qingpeng
(Yantai Salvage Bureau of the Ministry of Transport, Yantai 202501, Shandong, China)

Abstract: [Purpose] Aiming at the problem of the impact of center body position on nozzle cavitation intensity and flow morphology, [Method] based on the CFD-Fluent, the Mixture multiphase model is employed, the $k-\varepsilon$ turbulence model, and the Schnerr-Sauer cavitation model, numerical simulations are performed for nozzle flow fields with varying center body positions. The validity and reliability of the methodology are confirmed through comparison with prior research results. [Result] The nonlinear regulatory effect of the center body's axial position on the internal flow field and cavitation intensity within the nozzle is systematically quantified. It clearly identified the junction of the nozzle throat and diffuser section as the optimal position most prone to triggering cavitation effects. Cavitation intensity and mass transfer rate peaked when the center body is located at this position. Cavitation is absent on the center body when positioned inside the nozzle. When center body located outside the nozzle, the downstream extent of the cavitation zone changed minimally, and cavitation intensity gradually diminished as the center body moved further downstream. Furthermore, based on the large eddy simulation (LES) method, an in-depth analyze the complex unsteady flow structures and large-scale radial diffusion characteristics of the vapor phase downstream of the nozzle under the optimal cavitation position condition is further conducted. Significant unsteady features are observed at a location 10 nozzle diameters (10D) downstream, where the vapor phase distribution expanded radially to four times the nozzle diameter (4D). [Conclusion] The

收稿日期: 2025-05-02; 修回日期: 2025-08-16

作者简介: 王鑫鑫 (1996—), 男, 硕士、助理工程师。研究方向: 船舶结构。

research clarifies the regulatory mechanism of center body position on cavitation intensity, providing a theoretical basis for optimizing cavitating nozzle design. The findings contribute to enhancing the efficiency of industrial processes reliant on cavitation, such as cleaning and fragmentation, and offer theoretical support for developing adjustable center body structures to enable real-time control of cavitation intensity.

Key words: numerical simulation; multiphase flow; cavitation; central body position

0 引言

空化现象是水动力学领域的重要物理现象，广泛存在于水力机械、海洋工程、航空航天等工程领域^[1]。空化现象的主要特征包括空泡的生成、增长与溃灭。这些过程会对设备和材料造成冲击侵蚀、诱发噪声与振动、降低系统效率等负面效应^[2]。然而，空化现象亦可被应用于特定技术领域，如空化清洗、空化水力破碎、喷射推进等，其独特的物理性质为相关工程技术提供理论支持^[3]。因此，研究空化现象的发生与发展规律，不仅具有重要的理论意义，也对实际工程应用具有深远影响。

在空化流动的控制与利用中，空化喷嘴作为空化流的生成装置发挥着重要作用^[4]。喷嘴内部的空化强度与模态受其几何参数设计的显著影响^[5]。其中，中心体位置作为喷嘴几何设计的关键参数之一，通过对其进行调节可有效调控空化特性^[6]。

围绕空化喷嘴内的空化流现象，国内外已开展深入的试验研究，对空化现象已有深入认识，并针对空化现象的描述开展数值计算工作^[7-9]。基于这些数值建模和仿真方法，学界和工程界对空化喷嘴内的流动进行大量的数值仿真与试验研究。在喷嘴空

化流动方面，诸多学者通过多相流模型、湍流模型等数值模拟方法，模拟不同几何结构及操作条件下的空化现象^[10-14]。这些研究深化对喷嘴内空化流体力学机制的理解，并为喷嘴空化流的建模与验证奠定了基础。现有研究普遍指出，喷嘴几何结构（如中心体）^[15]及流体性质^[16-17]是影响空化流动行为的主导因素之一。鉴于空化多相流的高度复杂性^[18-19]，中心体几何位置对喷嘴内流动特性（特别是空化行为的起始、发展及演化过程）具有决定性影响^[20]。调整中心体位置可显著改变流道内的压力分布与速度场，进而主导空泡的生成与演化动力学^[20-21]。近年来，亦有研究关注到中心体几何位置对空化喷嘴内空化流动的重要影响^[22]。

然而，针对中心体位置影响的系统性研究仍相对缺乏^[23]；现有文献多集中于特定位置或有限工况的分析^[24-26]，对中心体位置变化如何系统性影响喷嘴内外部流场结构（包括空化形态^[27]、强度分布^[28]和涡结构演化^[29]等）的综合研究尚不充分。针对近几十年空化射流喷嘴的研究主题、研究方法与主要进展，本文进行初步的整理与综述，具体见表1。

表 1 空化射流喷嘴研究进展

Tab. 1 Research Advances in Cavitating Jet Nozzles

研究主题	代表文献	研究方法	主要进展	时间脉络
空化基础理论	[1-2, 7-9, 19, 30]	理论分析、数学模型开发	建立空化动力学模型（如全空化模型、两相流模型），揭示空化机理与流动不稳定性关系	1990—2004
喷嘴结构优化	[3-6, 10, 12-13, 15, 20-22, 29-31, 32]	计算流体力学（Computational Fluid Dynamics, CFD）、试验验证	梳理收缩-扩张型、Helmholtz、中心体等喷嘴结构参数（出口直径、腔室尺寸）对空化性能的影响规律；提出低压缩扩、双腔室等优化	2006—2025
湍流模型适用性	[25-28, 31, 33, 38]	CFD 对比（雷诺平均（Reynolds-Averaged Navier-Stokes, RANS）、LES、分离涡模拟（Detached-Eddy Simulation, DES）等）	LES 更适用于瞬态空化特性的预测；RANS 模型在工程应用中能较好的平衡效率与精度	2008—2025
空化射流应用	[3, 6, 14, 21, 29, 30, 34, 35]	CFD+试验	空化射流在油层增产、网衣清洗、船体清洗等领域的有效性；自振脉冲喷嘴可增强空化强度	2006—2024
环境因素影响	[11, 16-18]	试验与模拟结合	静水压力、流体压缩性对空化初生和发展的影响；通过反应器设计优化提升空化效率	2001—2022
瞬态空化特性	[25, 36-38]	瞬态模拟（LES、DES）	云空化脱落周期、溃灭压力分布的动态特性；亥姆霍兹装置共振频率与空化强度的关联	2021—2025

本文旨在通过数值仿真（结合多相流模型、湍流模型及空化模型），深入分析中心体位置变化对

空化喷嘴内外部流动特性的定量影响，重点揭示其对空化强度、模式演变及流场结构（如压力场、速

度场、涡结构)的综合作用机制。此外,针对优化后的中心体位置,采用大涡模拟(Large-Eddy Simulation, LES)方法,深入解析该特定构型下空化流动的瞬态结构与溃灭动力学。本文可为空化喷嘴的精细化设计与性能优化提供理论依据,从而实现了对喷嘴空化流的更有效调控。

1 控制方程

由于Mixture多相流模型^[23]对求解多相混合流动问题表现突出,重正化群(Renormalization Group, RNG) $k-\varepsilon$ 湍流模型^[24]对分离流、二次流、旋流等复杂流动的计算精度较高,因此基于Fluent 2022数值计算软件,采用Mixture多相流模型、RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型及Schnerr-Sauer空化模型^[32]建立数值计算模型,通过求解连续性方程、动量方程计算空化喷嘴中的高速空化流。

1.1 连续性方程

连续性方程用于描述流体的质量守恒规律。对于不可压缩流体,其质量守恒关系为

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (1)$$

式中: \mathbf{u} 为速度场; ∇ 为nabla算子。

$$\frac{\partial(\rho_m \mathbf{v}_m)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m \cdot \mathbf{v}_m) = -\nabla p_m + \nabla \cdot \mu_m \left[(\nabla \mathbf{v}_m + \nabla \mathbf{v}_m^T) - \frac{2}{3} \nabla \mathbf{v}_m \cdot \mathbf{I} \right] + \rho_m \mathbf{g} + \mathbf{F} - \nabla \cdot \left(\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \mathbf{v}_{dr,k} \cdot \mathbf{v}_{dr,k} \right) \quad (4)$$

式中: p_m 为流体压力; \mathbf{I} 为单位张量; \mathbf{g} 为重力加速度; n 为相的序号; \mathbf{F} 为当地流体的体力; μ_m 为混合流体的黏度; $\mathbf{v}_{dr,k}$ 为次相 k 的漂移速度。

$$\begin{cases} \mu_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \mu_k \\ \mathbf{v}_{dr,k} = \mathbf{v}_k - \mathbf{v}_m \end{cases} \quad (5)$$

1.3 Mixture 多相流模型

多相流仿真领域常用的3种多相流模型包括流体体积法(Volume of Fluid, VOF)、Mixture和Eulerian。其中,VOF模型不适用于边界流速较大的流场; Eulerian模型的稳定性与计算效率较低;

$$\frac{\partial(\alpha_p \rho_p)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \mathbf{v}_m) = -\nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \mathbf{v}_{dr,p}) + \sum_{q=1}^n (\dot{m}_{qp} - \dot{m}_{pq}) \quad (6)$$

式中: α_p 为相 p 的体积分数; ρ_p 为相 p 的密度; $\mathbf{v}_{dr,p}$ 为相 p 的漂移速度; \dot{m}_{qp} 与 \dot{m}_{pq} 分别为从相 q 到相 p 的传质速率。

1.4 湍流模型

湍流是流体中一种高度不规则且复杂的流动状态。为了有效描述湍流的平均效应,常用湍流模型简化湍流的物理过程,从而实现了对湍流流动的数值模拟。本文采用的RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型是最常用的湍流

由于本文研究的空化喷嘴高速流动采用Mixture多相流模型,该模型下流体系统由液态水与水蒸气两相组成,需考虑各相的质量守恒,因此对于混合物模型,连续性方程应描述各相的质量守恒,即

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m) = 0 \quad (2)$$

式中: ρ_m 为混合物密度,是各相密度的加权平均值; t 为时间; \mathbf{v}_m 为混合物速度。

$$\begin{cases} \rho_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \\ \mathbf{v}_m = \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \mathbf{v}_k}{\rho_m} \\ \nabla = \left(\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right) \end{cases} \quad (3)$$

式中: α_k 为第 k 相的体积分数; ρ_k 为第 k 相的密度; \mathbf{v}_k 为第 k 相的速度。

1.2 动量方程

动量方程基于牛顿第2定律,描述流体在时间和空间上的动量变化。在Mixture多相流模型中,动量方程为

Mixture模型在模拟大规模混合流场时精度更高,且具有较高的计算效率^[32]。本文采用Mixture模型作为多相流模型,该模型允许各相以不同的速度移动,但在短空间长度尺度上假设各相局部平衡。在数值计算中,该模型可用于模拟强耦合多相流及各相移动速度相同的均匀多相流。Mixture多相流模型通过求解混合物的连续性方程、动量方程、次相体积分数方程,以及相对速度的代数表达式模拟多相流动。Mixture多相流模型根据次相 p 的连续性方程,可得次相 p 的体积分数方程为

模型之一,广泛应用于工程流动的数值计算中,对分离流、二次流、旋流等复杂流动的计算精度较高。姚立明等^[33]也验证了RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型在空化喷嘴数值模拟研究中的适用性。该模型通过引入湍流动能 k 和湍流耗散率 ε 描述湍流的主要特征。RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型的基本方程包括湍流动能方程和湍流耗散率方程,在Mixture多相流模型中湍动能方程为

$$\frac{\partial(\rho_m k_d)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m k_d \mathbf{v}_m) = \nabla \cdot (\mu_t \nabla k_d) + P_k - \varepsilon + \Phi_k \quad (7)$$

式中： k_d 为湍流动能； μ_t 为湍流黏性； P_k 为湍流动能的生产项，描述由于速度梯度引起的湍动能生成； ε

$$\frac{\partial(\rho_m \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{u} \varepsilon) = \nabla \cdot (\mu_t \nabla \varepsilon) + C_1 \frac{\varepsilon}{k_d} P_k - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k_d} + \Phi_\varepsilon \quad (8)$$

式中： C_1 和 C_2 为模型常数，分别取1.42和1.68； Φ_ε 为由各相间交互引起的额外项。

在空化流动模拟中，尽管RNG k - ε 模型在工程应用中表现出一定优势，但其基于RANS的时均化处理方式难以捕捉空化泡溃灭过程中产生的高频压力脉动及局部非稳态特性。而LES方法通过直接解析大尺度湍流结构，能更准确地捕捉空化区域的瞬态涡动力学特性及汽液界面的不稳定性^[34]。因此，本文进一步采用LES方法，对通过RANS方法计算得到的最优中心体位置工况下的空化流场进行模拟，LES通过空间滤波将湍流分解为大尺度涡和小尺度涡，大尺度涡直接求解，小尺度涡通过亚格子模型处理。不可压缩流体的LES动量方程为

$$\frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{u}_i \mathbf{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \mathbf{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (9)$$

式中： τ_{ij} 为亚格子应力张量。

本文选用WALE模型处理亚格子应力为

$$\mu_{SGS} = C_S \Delta^2 (\mathbf{S}_{ij,d} \cdot \mathbf{S}_{ij,d})^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

式中： μ_{SGS} 为指亚格子尺度涡黏系数； C_S 为Smagorinsky常数； Δ 为滤波尺度（网格尺寸）； $\mathbf{S}_{ij,d}$ 为变形率张量的偏斜部分。

在Mixture多相流框架下，LES的混合物湍动能方程为

$$\rho_m \frac{Dk_m}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu_m + \frac{\mu_{m,t}}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k_m}{\partial x_j} \right] + P_{k,m} - \rho_m \varepsilon_m + \Phi_{k,m} \quad (11)$$

式中： k_m 为湍动能； $\mu_{m,t}$ 为湍流黏度； σ_k 为湍流Prandtl数； $P_{k,m}$ 为湍流生成项； ε_m 为湍流耗散率； $\Phi_{k,m}$ 为相间作用项。

LES方法能直接解析大尺度湍流结构，较RNG k - ε 模型更准确地捕捉空化区域瞬态涡动力学及汽液界面不稳定性，为研究空化效果提供更精确的理论依据。

1.5 空化模型

空化是液体中因局部压力低于蒸汽压而产生水蒸气的现象。针对空化现象的仿真，目前应用最广泛的3种模型为Singhal模型、Schnerr-Sauer模型、Zwart Gerber Belamri模型。本文采用的Schnerr-Sauer空化模型是描述液体中空化现象的经典模型，

为湍流耗散率； Φ_k 为由各相间的交互作用引起的额外项，通常用于描述不同相之间的湍流交换效应。

湍流耗散率方程描述了湍流能量的耗散过程为

该模型在湍流计算方面更具优势^[35]，普适性更高^[36]，是模拟孔内空化现象的理想选择^[37]，更加符合本文研究的高湍流空化射流问题。该模型假定空化的发生及传质速率与局部流体压力与饱和蒸汽压之间的差值有关。

当饱和蒸汽压 $p_v \geq p_p$ 时，蒸发传质速率 R_e 为

$$R_e = F_{\text{vap}} \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \alpha (1 - \alpha) \frac{3}{R_B} \sqrt{\frac{2(p_v - p_p)}{3 \rho_l}} \quad (12)$$

当饱和蒸汽压 $p_v < p_p$ 时，冷凝传质速率 R_c 为

$$R_c = F_{\text{cond}} \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \alpha (1 - \alpha) \frac{3}{R_B} \sqrt{\frac{2(p_p - p_v)}{3 \rho_l}} \quad (13)$$

式(12)和式(13)中： F_{vap} 和 F_{cond} 分别为蒸发和冷凝的经验校准系数，默认分别为1.0和0.2； α 为蒸汽相体积分数； ρ_v 为水蒸气的密度； ρ_l 为液态水的密度； ρ 为当地该网格内混合物的密度； R_B 为空泡半径。

$$R_B = \left(\frac{\alpha}{1 - \alpha} \frac{3}{4\pi i} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (14)$$

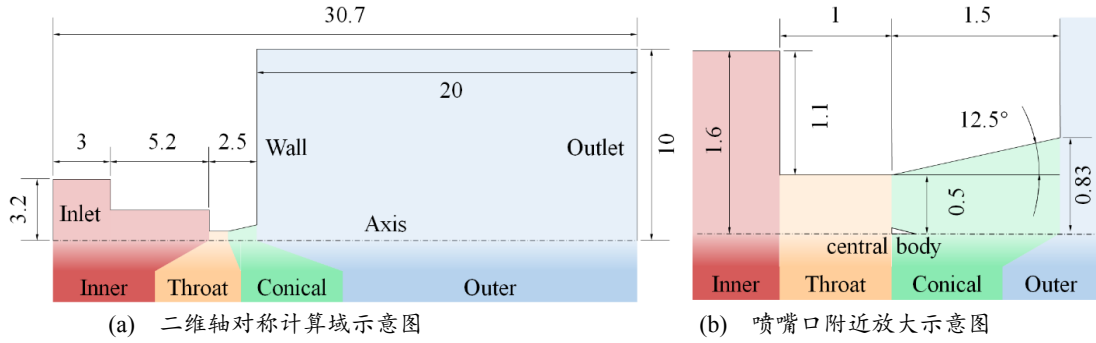
式中： i 为气泡数密度。

本文建立的空化模型饱和蒸汽压为3 540 Pa。

2 模型建立与验证

2.1 网格无关性验证

在进行数值仿真之前，本文构建了装配有中心体部件的风琴管喷嘴二维轴对称几何模型，以验证网格无关性。该模型的计算域包括喷嘴内部、喉部、扩张锥段及喷嘴外部4个主要区域，见图1，流场相应划分为喷嘴内部（Inner）、喉部（Throat）、扩张锥段（Conical）和喷嘴外部（Outer）4个部分。为便于描述喷嘴流场，建立空间坐标系，坐标原点为喷嘴内部与喉部交界处，喷嘴对称轴为 x 轴，展向为 r 轴。图1(a)为整个计算域，图1(b)为4个区域的局部细节尺寸。图1中Axis表示计算域对称轴，central body表示在喷嘴轴线上布置的中心体。在网格无关性验证的算例中，中心体被放置在喉部与扩张锥段的交界处，中心体的迎流面坐标为 $x=1$ mm。中心体设置为锥部朝向下流的圆锥形，圆锥底面半径为0.05 mm，高0.20 mm，与王斌等^[6]建立的模型相同。该模型由工程实践中的特征尺寸概化而来，与下文用于数值模型验证而建立的模型尺寸有所差别。



(a) 二维轴对称计算域示意图

(b) 喷嘴口附近放大示意图

图1 带中心体风琴管喷嘴几何模型尺寸(单位: mm)

Fig. 1 Geometric Model Dimensions of Center-Body Bellows Nozzle Established (Unit: mm)

本文通过逐步细化网格进行网格无关性分析, 采用4种不同分辨率的网格, 分别为粗网格Mesh 1 (237 371单元)、中网格Mesh 2 (307 427单元)、细网格Mesh 3 (369 997单元)和极细网格Mesh 4 (590 202单元), 网格具体信息见表2。数值算例设置: 计算域左侧入口为压力入口, 入口压力设置为20 MPa; 右侧与顶部为压力出口, 出口压力设置为101 325 Pa。本文采用的工质为液态水与水蒸气, 其物理性质见表3。

表2 验证网格无关性建立的4套不同分辨率网格

Tab. 2 Four Sets of Grids with Different Resolutions Established for Grid Independence Verification

网格序号	最小网格尺寸/mm	最大网格尺寸/mm	网格数量
Mesh 1	0.012 5	0.100	237 371
Mesh 2	0.010 0	0.080	307 427
Mesh 3	0.008 0	0.070	369 997
Mesh 4	0.007 0	0.065	590 202

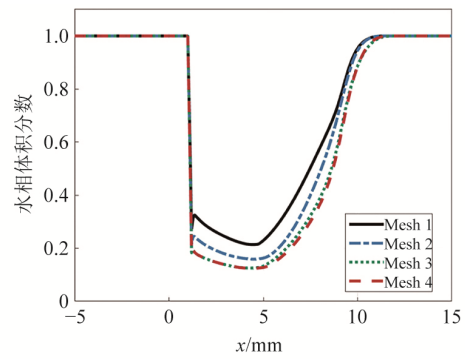
表3 流动工质的物理性质

Tab. 3 Physical Properties of Mobile Working Fluid

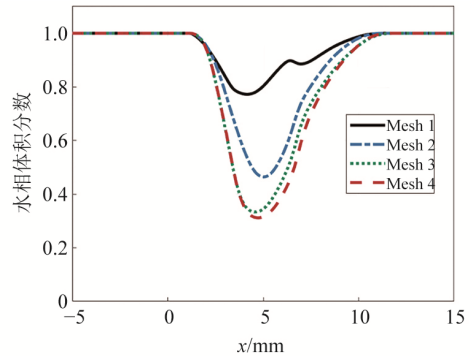
工质	密度/(kg/m ³)	黏度/[kg/(m·s)]
液态水 (Water)	998.2	1.003×10 ⁻³
水蒸气 (Vapor)	0.554 2	1.34×10 ⁻⁵

图2为不同网格分辨率的计算结果, 包含沿轴线和 $r=2.5$ mm偏心线的水相体积分数分布(图2(a)和图2(b))以及沿轴线的速度(图2(c))和压强(图2(d))分布。对比分析可知, 随着网格分辨率的提升, 气液两相体积分数分布在轴线和 $r=2.5$ mm偏心线上的变化逐渐减小, 并趋于收敛, 细网格与极细网格之间的差异已非常微小, 表明该范围内计算结果已达到较好的收敛性。相比之下, 速度和压强的分布对网格分辨率的变化不敏感, 表明即使采用粗网格, 也足以捕捉这些物理量的变化特征。因此, 考虑计算精度和效率, 最终选择细网格(Mesh 3)的分辨率作为计算网格, 既能保证足够的计算精度, 又能

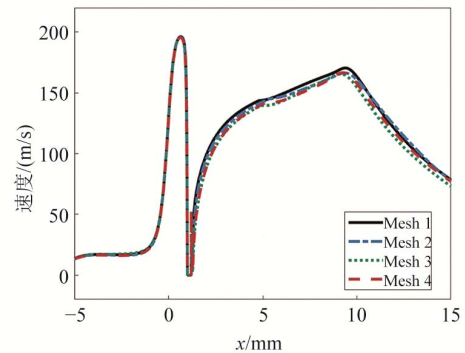
有效控制计算成本。



(a) 沿轴线水相体积分数分布对比



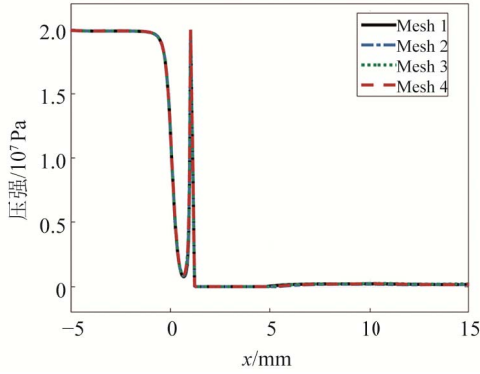
(b) 沿 $r=2.5$ mm 偏心线水相体积分数分布对比



(c) 沿轴线速度分布对比

图2 4组不同网格分辨率计算结果

Fig. 2 Computational Results with Four Different Mesh Resolutions



(d) 沿轴线压强分布对比

图 2 4组不同网格分辨率计算结果(续)

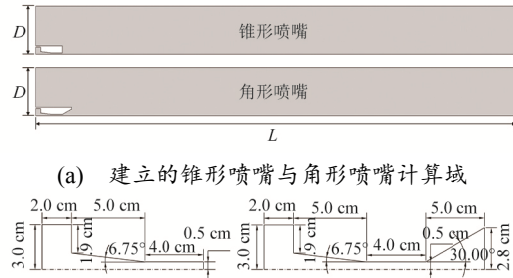
Fig. 2 Computational Results with Four Different Mesh Resolutions (Continued)

进一步分析图2中细网格的计算结果,可深入探讨流场中的两相分布、压强和速度特征。图2(a)为沿轴线方向水相体积分数的分布情况。从图2(a)中可见,在喷嘴轴线的中心体上游区域($x < 1$ mm),水相体积分数恒定为1,表示该区域完全为液态水;随着流体穿过中心体后,液态水迅速发生空化并转化为水蒸气,水相体积分数急剧下降至约0.2;离开喷嘴的扩张锥段后,流体进入空化溃灭区,水蒸气逐渐相变回液态水,水相体积分数逐步回升至接近1($x > 5$ mm)。图2(b)为沿 $r=0.25$ mm偏心线水相体积分数的分布情况。其整体变化趋势与图2(a)一致,但在该偏心线上水相体积分数的变化幅度较为平缓。这是因为 $r=0.25$ mm偏心线位于喷嘴轴线和喷嘴喉部壁面之间,空化现象的发生与溃灭过程较为平缓,导致水相体积分数变化不如轴线上的显著。图2(c)为沿轴线速度分布。从图2(c)中可见,在进入喷嘴喉部前($x < 0$),流体不断加速,速度接近200 m/s;随后因受到中心体的阻挡,流速迅速降至0;在绕过中心体后,流速再次增大,直至 $x=9$ mm附近速度开始下降。速度下降的原因是该位置附近水蒸气迅速转变为液态水,导致压强急剧增加,从而使流速减

小,这一现象将在下文中详细讨论。图2(d)为沿轴线压强分布。在喷嘴喉部($x \approx 0$)附近,压强保持在约20 MPa;流体进入喉部后,静压迅速转化为动压,压强迅速降低;随后由于中心体的阻挡,动压再次转化为静压,压强回升至20 MPa;在绕过中心体后,流体进入空化区,压强迅速下降至饱和蒸汽压(约3 540 Pa)。

2.2 验证数值方法的几何模型与网格划分

本文建立2组轴对称数值仿真模型,复现姚立明等^[33]的仿真结果,以验证本文建立的空化喷嘴数值仿真算法的正确性。建立的2组空化喷嘴分别为锥形喷嘴与角形喷嘴,设计的计算域形状见图3(a),其中计算域的长度 $L=0.2$ m,径向半径 $D=0.02$ m。2种喷嘴的几何形状参数与姚立明等^[33]建立的模型保持一致,见图3(b),图3中单位均为厘米。由图3可知,锥形喷嘴(图3(b)上)的内部喷腔及喷嘴收缩段的形状与角形喷嘴(图3(b)下)完全相同,但角形喷嘴在喷嘴外增加了扩张段,流体应经扩张段后方能进入环境流场。



(a) 建立的锥形喷嘴与角形喷嘴计算域

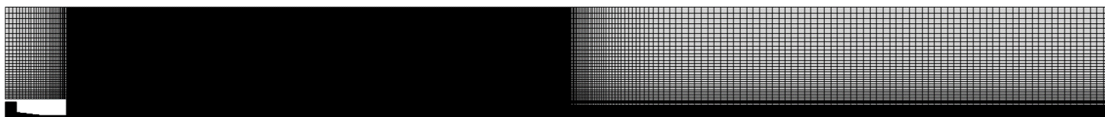
(b) 建立的锥形喷嘴与角形喷嘴几何模型

图 3 本文建立的验证算例对应的计算域与几何模型

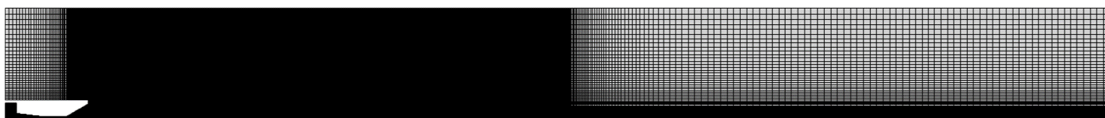
Fig. 3 Computational Domain and Geometric Model

Corresponding to Verification Case Established in This Paper

本文对验证建立的数值模型的几何外形进一步划分网格,网格划分情况见图4,对流动的核心区域进行单独加密。同时,为了节约计算量,远离流动核心的区域采用相对较低的网格分辨率。



(a) 锥形喷嘴



(b) 角形喷嘴

图 4 验证算例的网格划分

Fig. 4 Mesh Distribution of Verification Case

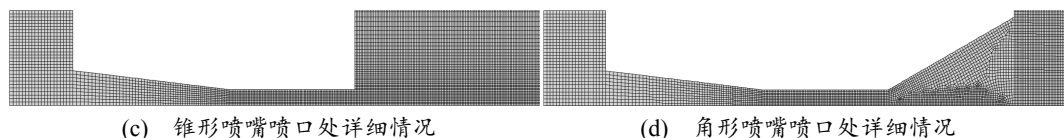


图4 验证算例的网格划分(续)

Fig. 4 Mesh Distribution of Verification Case (Continued)

图5对比不同压差条件下本文数值模型的数值计算结果与薛胜雄^[34]的理论结果。横轴为空化喷嘴入口与环境压力的压差,纵轴为空化喷嘴轴线上的速度最大值;实线为薛胜雄^[34]的理论结果,圆圈为本文建立的数值计算模型的数值计算结果。由图5看出,本文得到的数值计算结果与薛胜雄^[34]的理论结果对比良好。

姚立明等^[33]对锥形喷嘴及角形喷嘴的空化流动进行了数值模拟,本文利用建立的数值计算模型对姚立明等^[33]的数值计算结果进行了复现。设置喷嘴入口总压为60 MPa,背景压强为一个标准大气压,流动工质为水,饱和蒸汽压为3 540 Pa。本文得到的数值计算结果见图6。由图6可知:由于角形喷嘴较锥形喷嘴增加了扩张段,因此射流自喉部射出后,在扩张段几何边界的约束下迅速膨胀,压力降低;当压力低于饱和蒸汽压时,会在喷嘴口扩张段形成

空化锥。相反,锥形喷嘴由于喷嘴口未设置扩张段,射流未经扩张段便直接射入环境流场中,流体未膨胀,压力未达到饱和蒸汽压,因此未出现空化现象。

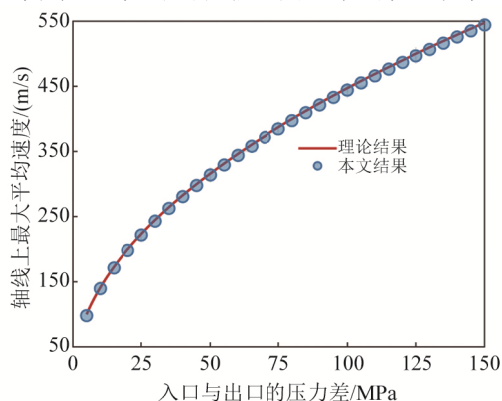


图5 不同压差条件下数值计算结果与理论结果的对比
Fig. 5 Comparison of Numerical Results and Theoretical Results Under Different Pressure Difference Conditions

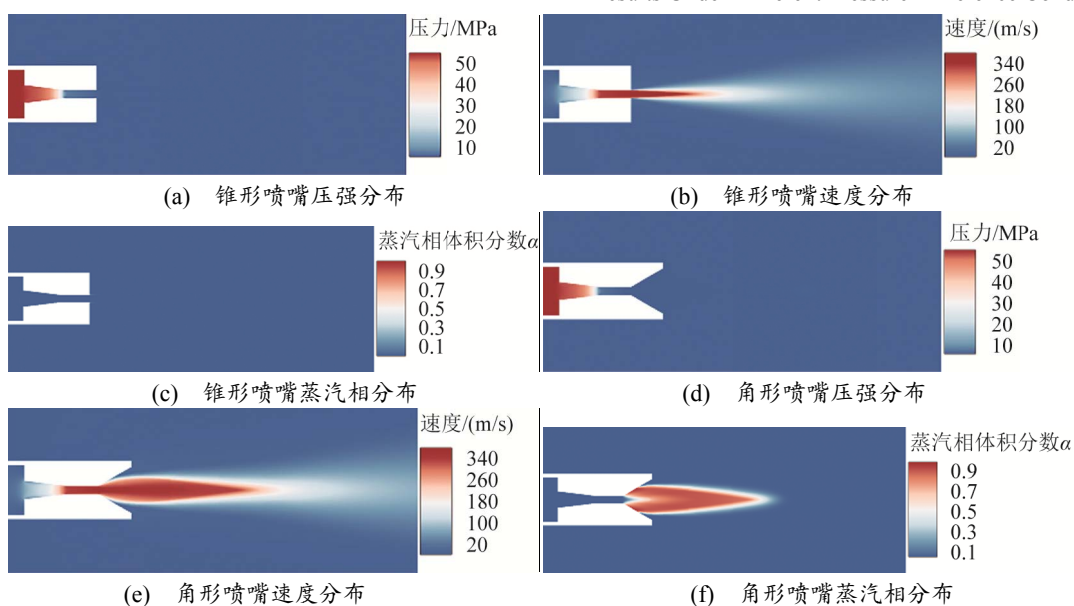


图6 本文建立的数值模型在锥形喷嘴与角形喷嘴情况下的数值结果

Fig. 6 Numerical Results of Numerical Model Established in This Paper Under the Condition of Conical Nozzles and Angular Nozzles

图7为锥形喷嘴与角形喷嘴喉部附近,沿喷嘴中轴线的压力分布情况。由图7可知,角形喷嘴由于有扩张段的存在,轴线上出现一段压力等于饱和蒸汽压的区域(1 cm < x < 2 cm)。

将本文得到的数值结果与姚立明等^[33]的结果进

行对比,见图8。图8(a)给出了锥形喷嘴沿轴线的速度分布对比,图8(b)给出了角形喷嘴在x=5 mm位置处截面沿径向坐标的速度分布对比。由图8可见,本文得到的数值结果与姚立明等^[33]的结果基本吻合,一致性强,验证了本文建立的数值模拟的可靠性。

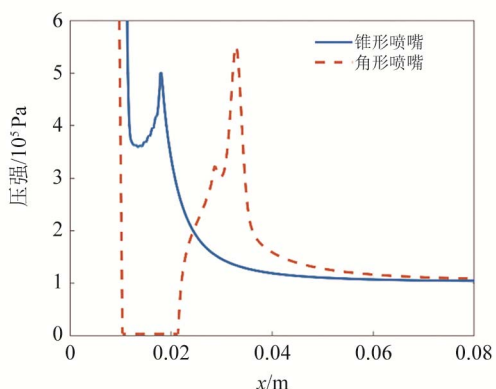
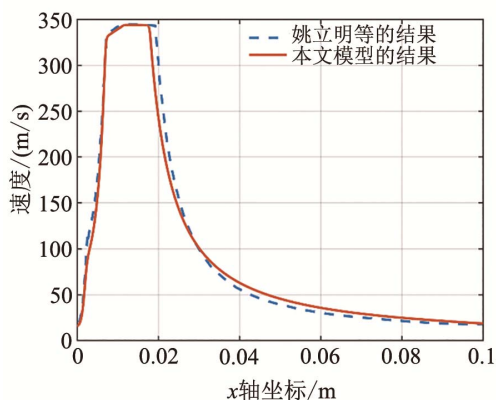
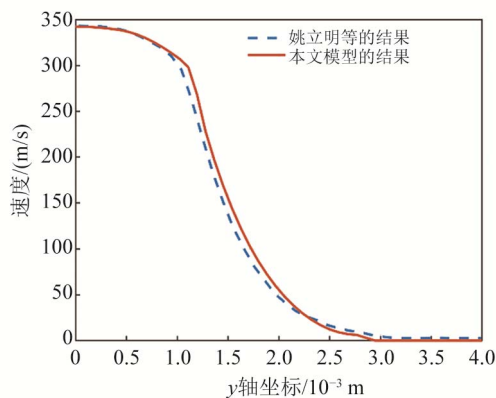


图7 锥形喷嘴与角形喷嘴沿轴线压力分布(喷嘴附近)
Fig. 7 Pressure Distribution Along the Axis for Conical Nozzles and Angular Nozzles (Near the Nozzle Exit)



(a) 沿轴线速度



(b) $x = 5 \text{ mm}$ 截面速度分布

图8 本文数值模型得到的结果与姚立明等结果的对比
Fig. 8 Comparison Between the Results Obtained from Present Numerical Model and the Results from Yao et al

3 二维轴对称 RANS 数值结果分析

3.1 算例设置与流动特性定性分析

为研究中心体位置对空化喷嘴流动特性的影响, 本文建立了11组算例, 分别对无中心体和中心体位于喷嘴轴线上不同位置的情况进行分析, 具体设置见表4。表4中, 中心体坐标为中心体的前端面在轴

线上的坐标值, 这11组算例的几何外形仅中心体位置不同, 其他几何参数均保持一致。Case 0为对照组(没有安装中心体); Case 1和Case 2的中心体位于喷嘴内部; Case 3的中心体位于喷嘴喉部的入口; Case 4的中心体位于喷嘴喉部的中间位置; Case 5的中心体位于喷嘴喉部与扩张锥段的中间位置; Case 6和Case 7的中心体位于扩张锥段的三等分点; Case 8中心体位于扩张锥段的出口; Case 9和Case 10的中心体位于喷嘴外部。所有算例均采用压力入口与压力出口, 入口压力设置为20 MPa, 出口压力为一个标准大气压(101 325 Pa), 计算结果见图9。

表4 不同中心体位置的算例设置

Tab. 4 Case Settings for Different Center-Body Positions

算例序号	中心体坐标/mm	中心体位置
Case 0	—	无中心体 (None)
Case 1	-1.0	喷嘴内部 (Inner)
Case 2	-0.5	喷嘴内部 (Inner)
Case 3	0	喷嘴内部与喉部交界处 (Inner-Throat)
Case 4	0.5	喷嘴喉部(Throat)
Case 5	1.0	喉部与扩张锥段交界处 (Throat-Conical)
Case 6	1.5	扩张锥段 (Conical)
Case 7	2.0	扩张锥段 (Conical)
Case 8	2.5	扩张锥段与外部交界处 (Conical-Outer)
Case 9	3.0	喷嘴外部 (Outer)
Case 10	3.5	喷嘴外部 (Outer)

图9为11组算例的计算结果。最左侧列出了各算例的编号及对应中心体的坐标位置, 最右侧列出了中心体位置对应的喷嘴区域, 中间3列云图从左至右分别展示了喷嘴流动核心区域的压力、速度和两相体积分数分布, 图例分别置于每列的顶部。需要注意的是, 流动核心区域的压力普遍低于1 MPa, 因此压力云图显示的压力为0~1 MPa, 实际工况中喷嘴内部及中心体迎流面上的压力远高于1 MPa。

当中心体位于喷嘴内部或喉部入口 ($x \leq 0 \text{ mm}$) 时, 流场特征与无中心体时几乎没有差别。当中心体在喷嘴内部移动时, 并不会对流场中的速度、压强及两相分布产生显著影响, 仅在喷嘴喉部侧壁处形成空化泡, 空化泡从喉部转角处脱体后, 延伸至喷嘴外形成空化锥。此时, 中心体周围的速度较低, 压力较高, 无法形成空化区。

当中心体进入喉部后 ($x > 0 \text{ mm}$), 流场发生明显变化。中心体下游出现明显的空化区, 且空化区延伸至喷嘴外, 长度超过了喷嘴侧壁形成的空化锥。空化区的速度明显低于周围流场, 且压力显著降低。

随着中心体向下游移动, 空化区的下游位置随之变化, 但空化区向喷嘴喷口的延伸距离保持不变。也就是说, 中心体在喉部和扩张锥段向下游移动, 并

不会使空化区向下游延伸得更远; 相反, 由于中心体后移, 空化区的长度会有所缩短。

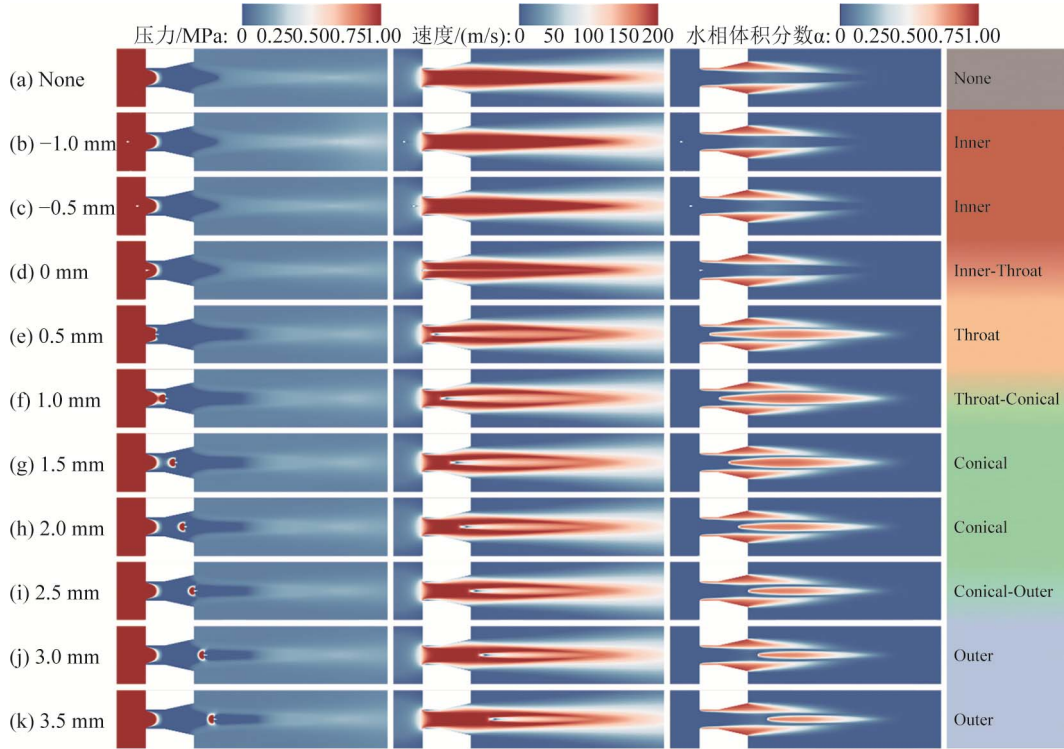


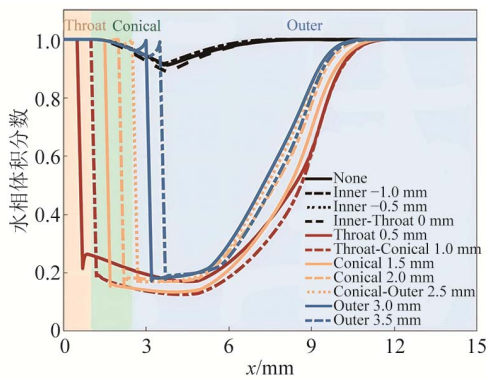
图 9 中心体位置对流场流动特征的影响

Fig. 9 Influence of Center-Body Position on Flow Field Characteristics

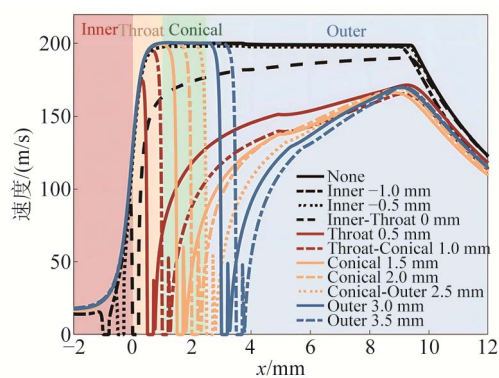
3.2 喷嘴轴线沿流向流动特性分析

图 10 为喷嘴轴线沿流动方向的特性分析, 图 10(a)~图 10(d) 分别为水相体积分数、速度、压强和汽液两相传质速率沿流动方向的分布情况。当汽液两相传质速率为正时, 表示液态水转变为水蒸气的速率; 当其为负时, 表示水蒸气转变为液态水的速率。图 10 中: 每幅图的背景色对应喷嘴的不同区域,

淡红色为喷嘴内部; 淡黄色为喷嘴喉部; 淡绿色为喷嘴扩张锥段; 淡蓝色为喷嘴外部。每幅图中包含 11 条曲线, 分别代表不同算例; 曲线颜色用于区分中心体的不同位置; 黑色为中心体位于喷嘴内部; 红色为位于喷嘴喉部; 黄色为位于扩张锥段; 蓝色表示位于喷嘴外部。



(a) 沿轴线水相体积分数分布对比



(b) 沿轴线速度分布对比

图 10 中心体位置对喷嘴轴线流动特征的影响

Fig. 10 Influence of Center-Body Position on Flow Characteristics Along Nozzle Axis

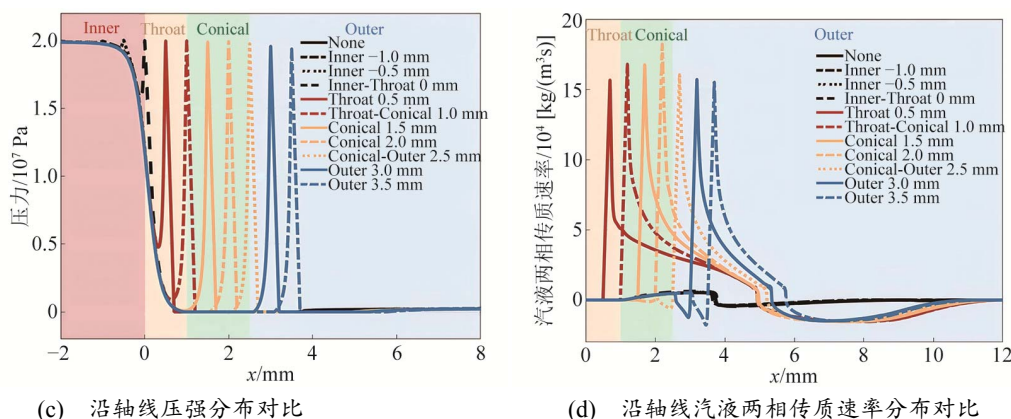


图 10 中心体位置对喷嘴轴线流动特征的影响 (续)

Fig. 10 Influence of Center-Body Position on Flow Characteristics Along Nozzle Axis (Continued)

从图10(a)可知, 当中心体位于喷嘴内部或没有中心体时, 轴线上水相体积分数的分布情况基本相同。在扩张锥段上游, 水相体积分数始终为1, 对应纯水状态; 随着流体进入扩张锥段, 水蒸气逐渐增加, 并在 $x \approx 4$ mm处达到最大值, 此时水相体积分数约为0.9; 之后, 水相体积分数迅速恢复至1, 表明流体重新变为纯水状态。这一波动主要由喷嘴侧壁的空化区引起, 中心体对流场的影响不明显。当中心体位于喷嘴喉部、扩张锥段或外部时, 轴线上水相体积分数变化呈现类似趋势: 在中心体上游区域, 水相体积分数保持为1; 在中心体下游区域, 水相体积分数迅速降至约0.2, 然后在喷嘴外 ($x=5$ mm至 $x=12$ mm) 逐渐恢复至1。定量分析表明, 中心体的位置会对水相体积分数曲线产生影响, 具体为: 1) 由于不同算例中心体的位置不同, 液态水转变为水蒸气的突变点在 $x=0.5 \sim 3.5$ mm呈现均匀分布; 2) 当中心体位于喷嘴喉部与扩张锥段交界处时, 中心体下游任意位置的水相体积分数低于其他位置, 最小值为0.12; 而当中心体位于喷嘴外部时, 轴线上水相体积分数较高, 最小值为0.2; 3) 当中心体位于喉部与扩张锥段交界处时, 空化区可以扩展至喷嘴的最远位置; 而当中心体位于喷嘴外部时, 空化区的扩展范围较小。

图10(b)为中心体位置对轴线速度分布的影响。所有算例的轴线速度在 $x=0$ mm附近由于流道横截面积迅速减小而加速; 在 $x=9$ mm处, 由于空泡溃灭和空化区消失, 流速开始逐渐减速。然而, 中心体的位置对加速过程产生不同的影响: 1) 当中心体完全位于喷嘴内部时, 轴线速度在 $x=0$ mm前降为0, 并在喉部区域迅速增加至最大值200 m/s, 保持至 $x=9$ mm, 随后逐渐减速; 2) 当中心体位于喉部时 ($0 \leq x \leq 1$ mm), 由于流体无法绕过中心体, 速度在 $x=0$ mm附近未能迅速增加至200 m/s, 而是迅速降低至0, 随后逐渐加速; 3) 当中心体位于扩张锥段

或喷嘴外部时, 速度会在喷嘴喉部迅速增长至200 m/s, 接着在中心体位置处迅速降为0, 随后逐渐加速。有趣的是, 除中心体位于喉部入口 (Inner-Throat 0 mm算例) 的算例外, 其他算例在 $x=9$ mm处的速度都会达到最大值, 大约为165 m/s, 随后逐渐下降。

图10(c)为中心体位置对轴线压强分布的影响。所有算例的轴线压强在 $x=0$ mm附近由20 MPa迅速下降, 并在喷嘴喉部降至饱和蒸汽压; 随后, 压强会在中心体的迎流面迅速上升至20 MPa, 并再次下降至饱和蒸汽压。不同的是, 由于中心体位置的不同, 压强上升至20 MPa并下降至饱和蒸汽压的具体位置会有所不同。

图10(d)为中心体位置对轴线汽液两相传质速率分布的影响。当速率为正时, 表示液态水转变为水蒸气的速率; 当速率为负时, 表示水蒸气转变为液态水的速率。当无中心体或中心体位于喷嘴内部或喉部入口时 ($x \leq 0$ mm), 中心体对轴线上的传质速率没有显著影响。此时, 流体在 $x < 3.7$ mm区域主要经历液态水转变为水蒸气的过程, 而在 $x > 3.7$ mm区域水蒸气又转变为液态水, 这一现象主要由喷嘴侧壁引发的空化现象造成。由于轴线远离侧壁, 相变速率较小。当中心体位于喉部或更下游的区域时 ($x > 0$ mm), 在中心体位置处, 传质速率迅速从0增加到最大正值, 这是由于中心体附近发生了快速的空化现象; 随后, 当 $5 \text{ mm} \leq x \leq 6$ mm时, 传质速率由正值转为负值, 水蒸气开始转变回液态水, 同时空化区开始溃灭。

3.3 $r=0.25$ mm 偏心线沿流向流动特性分析

图11为喷嘴沿 $r=0.25$ mm偏心线的流动特性分析, 图11(a)~图11(d)分别为水相体积分数、速度、压强和汽液两相传质速率沿流动方向的分布情况。由于 $r=0.25$ mm偏心线介于喷嘴轴线和喷嘴喉部壁面之间, 因此其流动特性受二者共同影响。

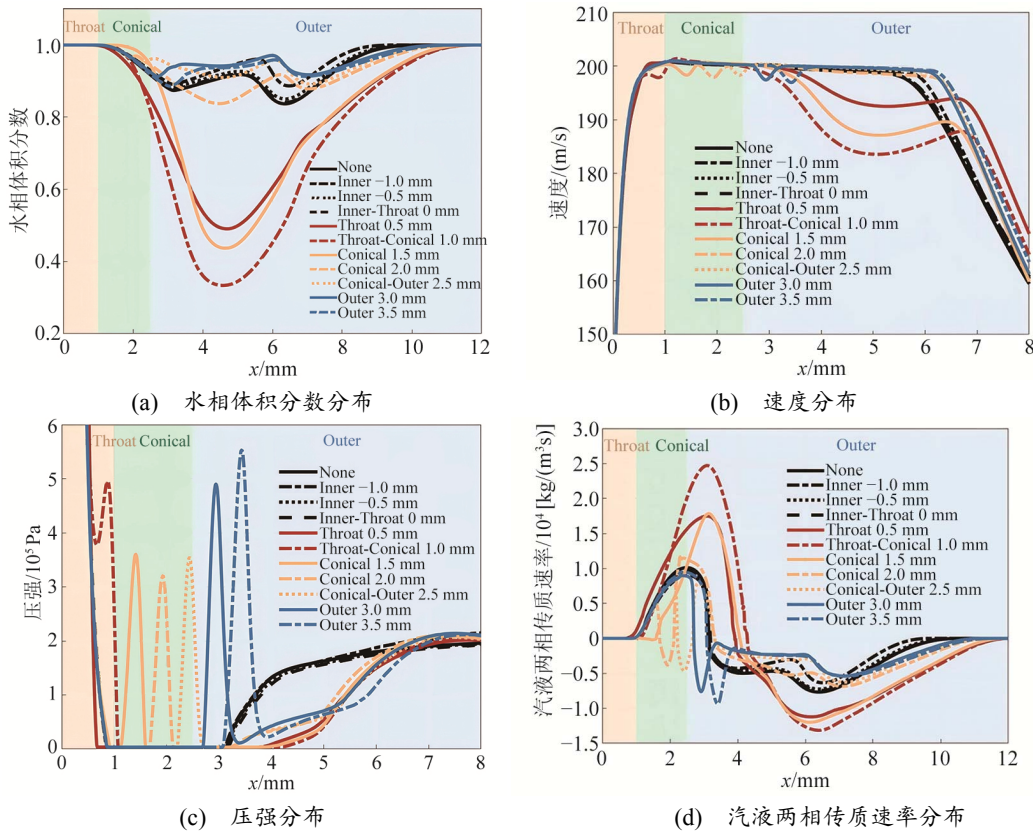


图 11 中心体位置对喷嘴 $r=0.25$ mm 偏心线上流动特征的影响

Fig. 11 Influence of Center-Body Position on Flow Characteristics Along $r=0.25$ mm Eccentric Line of Nozzle

图11(b)为喷嘴沿 $r=0.25$ mm偏心线的速度分布特征。在喷嘴的内部区域,所有算例的速度变化几乎一致,因此该区域数据图中未显示。除中心体位于喷嘴内部的算例外,中心体会导致其他算例沿 $r=0.25$ mm偏心线速度在相应位置出现一次向下波动。当中心体位于喉部及扩张锥时,速度在 $3\text{ mm} < x < 5\text{ mm}$ 出现明显向下波动趋势,与其他算例有显著区别;随后,在 $x=5\text{ mm}$ 后,速度向上回归到与其他算例相同的水平。这一现象源于该区域大量液态水转化为水蒸气,再转化回液态水的空化过程所致。在 $x > 7\text{ mm}$ 后,所有算例以相同的趋势减速。

图11(c)为喷嘴沿 $r=0.25$ mm偏心线的压强分布特征。受中心体的影响,所有算例的压强在中心体位置都会出现明显向上波动。喷嘴外部区域($x > 3\text{ mm}$),中心体位置会显著影响压强分布。这是由于中心体位于喷嘴内部,其下游未形成空化区,因此压强会迅速上升。相反,当中心体不在喷嘴内部时,其下游存在空化区,因此压强会维持在较低水平,直到空化溃灭,压强才会逐渐上升。

3.4 喷嘴外 $x = 5\text{ mm}$ 截面沿径向流动特性分析

图12为喷嘴外 $x=5\text{ mm}$ 截面沿径向的流动特性分析,图12(a)~图12(d)分别为水相体积分数、速度、压强和汽液两相传质速率沿径向的分布情况。

图12(a)为水相体积分数在 $x=5\text{ mm}$ 截面上的径向分布。当中心体位于喷嘴内部或喉部入口时,仅喷嘴侧壁发生空化,中心体未发生空化,因此水相体积分数在 $r=0.4\text{ mm}$ 处达到最低值, $r < 0.2\text{ mm}$ 区域水相体积分数保持在约0.95。当中心体进入喉部、扩张锥段及喷嘴外部时,喷嘴侧壁和中心体均发生空化,水相体积分数呈现双峰特征,分别出现在 $r=0$ 轴线和 $r \approx 0.5\text{ mm}$ 偏心线上。 $r=0\text{ mm}$ 轴线处的水相体积分数约为0.15, $r \approx 0.5\text{ mm}$ 偏心线处明显低于轴线,约为0.5,表明中心体的空化效应明显强于侧壁。进一步分析发现,当中心体位于喉部与扩张锥段交界处($x=1\text{ mm}$)时,空化效应最为显著;而当中心体位于喷嘴外部时,空化效应较弱。

图12(b)为流场速度在 $x=5\text{ mm}$ 截面上的径向分布。 $r > 3\text{ mm}$ 区域,各组算例之间差异较小。在 $r < 3\text{ mm}$ 区域,当中心体位于喷嘴内部时,流速保持在约200 m/s;随后,中心体进入喉部并向下移动,流速在 r 接近轴线时迅速下降,中心体越向下移动,流速下降越显著。当中心体位于喉部($x=0.5\text{ mm}$)时,轴线速度约为150 m/s;而当中心体位于喷嘴外部($x=3.5\text{ mm}$)时,周线速度降至约110 m/s。

图12(c)为流场压强在 $x=5\text{ mm}$ 截面上的径向分布。 $r > 0.5\text{ mm}$ 区域,所有算例的变化趋势基本一致。

$r < 0.5$ mm时,当中心体位于喷嘴内部或喉部入口时,由于下游未发生空化,压强未显著下降,轴线处压强约为0.17 MPa;中心体进入喉部及下游,空化区域的形成导致 $r < 0.3$ mm区域的压强显著下降,且随着中心体向下游移动, $x=5$ mm截面轴线的压强进一步降低。当中心体位于喷嘴外部时, $x=5$ mm截面 $r < 0.15$ mm区域的压强已降至饱和蒸汽压。

图12(d)为汽液两相传质速率在 $x=5$ mm截面上的径向分布。在 $r > 0.5$ mm区域,所有算例的变化趋

势基本一致。在 $r < 0.5$ mm区域,当中心体位于喷嘴内部时,水蒸气凝结为液态水的相变速率呈现先增大后减小,最后趋于稳定的变化过程,这是由于此时喷嘴中仅发生壁面空化,中心体未发生空化。当中心体进入喷嘴喉部及下游时,传质速率出现显著波动。特别地,当中心体位于喷嘴外部及扩张锥段出口时,由于空化区较短, $r < 0.2$ mm区域仍存在液态水相变为水蒸气。当中心体位于 $x=3.5$ mm时,相变传质速率达到 $23\ 000\ \text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$ 。

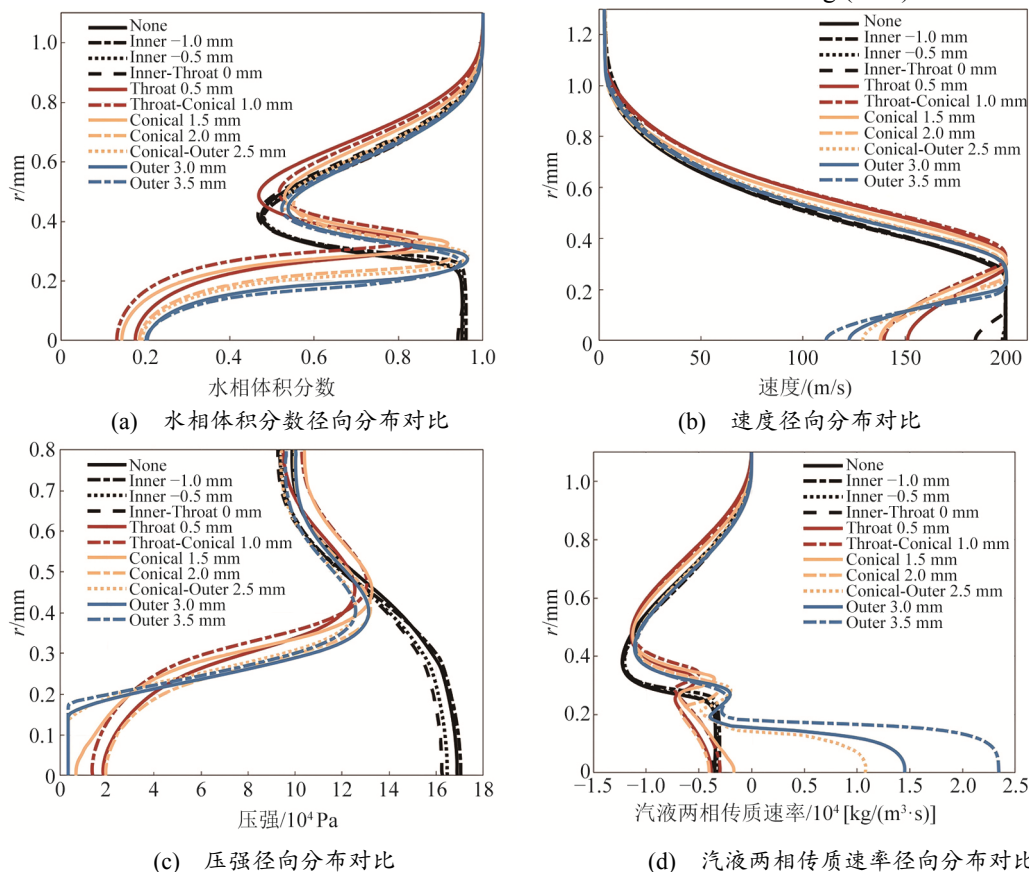


图 12 中心体位置对喷嘴外 $x=5$ mm 截面流动特征径向分布的影响

Fig. 12 Influence of Center-Body Position on Radial Distribution of Flow Characteristics at $x=5$ mm Section of Nozzle

4 三维 LES 数值结果分析

本文进一步采用RANS方法计算得到空化效果最优的中心体位置 (Case 5, 中心体位于喉部与扩张段的交界处), 建立了LES方法三维计算模型, 其几何外形与网格示意图见图13。图13(a)所示计算模型的几何参数与前文采用RANS方法计算的模型相同。图13(b)为计算网格的分布情况, 本文已对网格进行无关性验证, 此处不再赘述。

基于三维模型, 采用LES湍流模型进行数值模拟, 入口压力设置为20 MPa, 出口压力为一个标准大气压101 325 Pa。

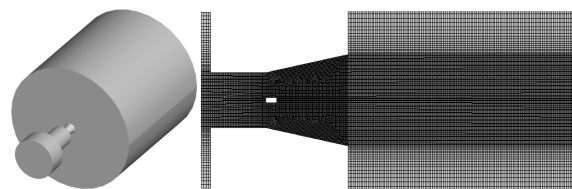


图 13 带中心体风琴管喷嘴三维模型与网格示意图
Fig. 13 3D Model and Mesh Schematic Diagram of Center-Body Bellows Nozzle

图14为流场基本稳定后的计算结果, 展示不同时刻下蒸气相体积分数 $\alpha=0.1$ 的等值面, 且等值面以速度大小进行着色。由图14可知, LES模型与RANS

模型的计算结果差别相对较大。在喷嘴下游区域, 蒸汽相的分布并不局限于流动的核心区域, 而是扩大到外部流场中。这一点在图15流场对称面切面速度

度分布与图16流场对称面切面蒸汽相分布的结果中可以看出。由图15和图16可知, 中心体下游的蒸汽相分布区域直径大约是喷嘴扩张段出口直径的4倍。

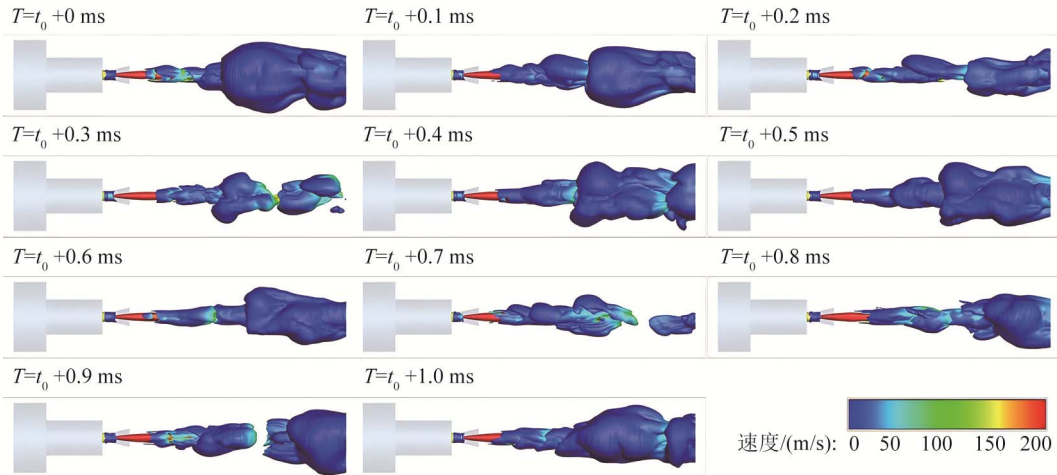


图 14 LES 方法计算的三维流场 ($\alpha=0.1$ 等值面) 速度分布与变化

Fig. 14 Velocity Distribution and Variation in 3D Flow Field ($\alpha=0.1$ Isosurface) Calculated by LES Method

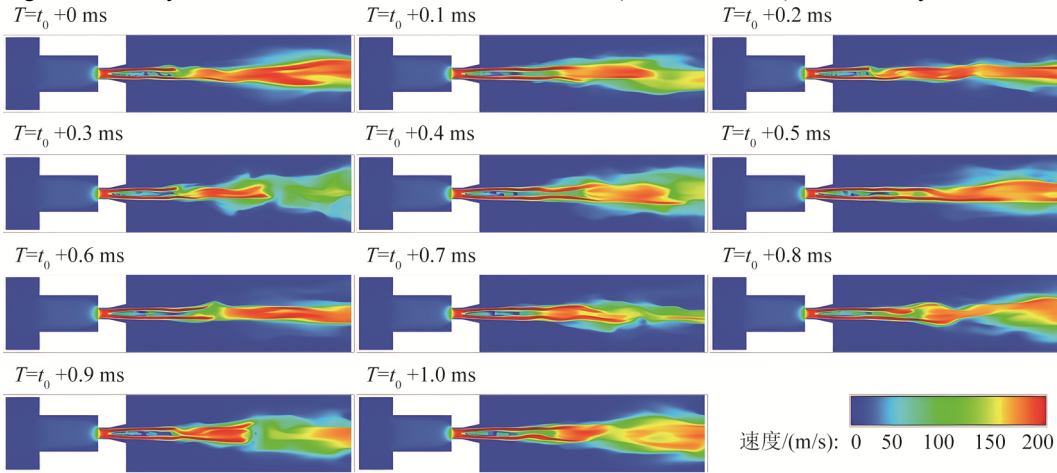


图 15 LES 方法计算的三维流场 (对称面) 速度分布与变化

Fig. 15 Velocity Distribution and Variation in 3D Flow Field (Symmetry Plane) Calculated by LES Method

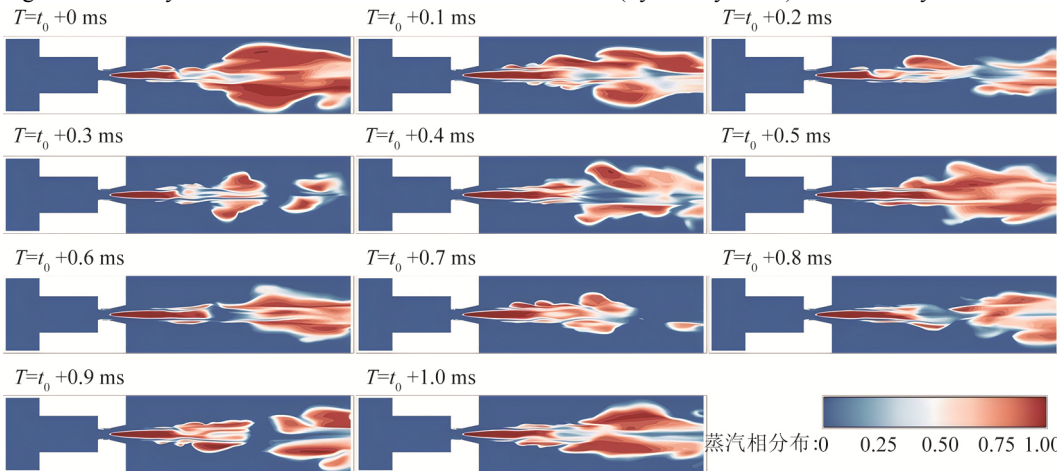


图 16 LES 方法计算的三维流场 (对称面) 蒸汽相分布与变化

Fig. 16 Vapor Distribution and Variation in 3D Flow Field (Symmetry Plane) Calculated by LES Method

图15的LES方法计算得到的三维流场中对称面的速度分布与变化,可知,流体在喷嘴下游 $10D$ (D 为喉部直径)位置处呈现显著的非定常特征,该流动特征导致空化区域的尺寸发生膨胀。这一特征在图16中也有明显体现。

5 结论

本文通过数值模拟分析了中心体位置对喷嘴内流动特性及空化行为的影响。通过数值仿真方法,本文建立了基于Mixture多相流模型、RNG $k-\epsilon$ 湍流模型和Schnerr-Sauer空化模型的空化喷嘴流动模拟框架,成功复现了不同几何配置和操作条件下喷嘴中的空化现象及其流场特性,重点围绕中心体位置变化对喷嘴内空化流动的影响。

1) 空化是当液体局部位置压力低于饱和蒸汽压时,由液态迅速相变为蒸汽的过程。空化现象仅发生在流场中压力低于饱和蒸汽压的局部低压区域,而喷嘴内部或喉部入口的流速较小,流场压力远高于饱和蒸汽压,当中心体位于该位置时,不会在中心体附近产生空化。当中心体位于喷嘴内部或喉部入口时,流场的速度、压力和水相体积分数与无中心体时几乎一致,空化现象主要局限于喷嘴侧壁。

2) 当中心体进入喉部与扩张锥段时,中心体附近流动显著加速,流场局部压力低于饱和蒸汽压,中心体下游出现空化区并向喷嘴外部延伸,向外延伸的距离受中心体位置影响较小。中心体位置对流场中水相体积分数、流速、压强和汽液两相传质速率产生明显影响。中心体的后移导致空化区向下游的延伸变短,并对流场的相变过程和流速分布发挥重要调节作用。

3) 中心体轴向位置对空化强度具有显著非线性调控作用,当中心体位于喷嘴喉部与扩张锥段交界处时,流体速度达到全流场最大,流场压力也降至最低,同时传质速率达到峰值,空化效应最为强烈。

4) 本文基于LES方法对空化效果最佳位置处的中心体流动建立三维模型,并进行数值仿真计算。计算结果显示,喷嘴下游10倍喷嘴直径位置处出现非稳态流动,该流动导致蒸汽相的分布区域向径向扩张,最大直径达到4倍喷嘴直径。

本文明确了中心体流向位置对喷嘴空化流动的影响规律,为优化空化喷嘴设计提供了直接理论依据。工程实践中,可根据清洗、破碎效率等实际需求,通过调整中心体位置精确控制空化强度,有助于提升清洗、破碎等依赖空化的工业过程效率。同时,本文研究结果为开发可调中心体结构、实现空化强度实时控制提供了理论支撑。

参考文献:

- [1] BRENNEN C E. Cavitation and Bubble Dynamics[M]. Oxford: Oxford University Press, 1995.
- [2] FRANC J P, MICHEL J M. Fundamentals of Cavitation[M]. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 2004.
- [3] 李根生, 赵志强, 王建华. 自振空化射流改善油层渗透率机理及实验研究[J]. 中国石油大学学报, 2006, 30(6): 65-68.
LI G S, ZHAO Z Q, WANG J H. Mechanism and Experimental Study on Improving Reservoir Permeability by Self-Excited Cavitation Jet[J]. Journal of China University of Petroleum, 2006, 30(6): 65-68.
- [4] 李玉朵. 三维旋转喷射枪喷嘴的流场模拟与结构优化设计[D]. 太原: 太原理工大学, 2019.
LI Y D. Flow-Field Simulation and Structural Optimization Design of Three-Dimensional Rotating Spray Gun Nozzle[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2019.
- [5] 王飞, 何勇. 不同出口直径收缩-扩张喷嘴空化特性数值分析[J]. 工程应用计算流体力学, 2016, 10(1): 104-115.
WANG F, HE Y. Numerical Analysis of Cavitation Characteristics of Convergent-Divergent Nozzles with Different Outlet Diameters[J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2016, 10(1): 104-115.
- [6] 王斌, 申颖, 许竞翔, 等. 面向网衣清洗的内壁-中心体空化喷嘴数值模拟[J]. 上海海洋大学学报, 2023, 32(5): 1024-1035.
WANG B, SHEN Y, XU J X, et al. Numerical Simulation of Inner-Wall-Centroid Cavitation Nozzle for Net Cleaning[J]. Journal of Shanghai Ocean University, 2023, 32(5): 1024-1035.
- [7] SINGHAL A K, ATHAVALE M M, LI H, et al. Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model[J]. Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(3): 617-624.
- [8] REBOUD J L, DELANNOY Y, STUTZ B. Two-phase Flow Modeling of Unsteady Cavitation[J]. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 1998, 26(6): 635-656.
- [9] ZWART P J, GERBER A G, BELAMRI T. A Two-Phase Flow Model for Predicting Cavitation Dynamics[C]//Fifth International Conference on Multiphase Flow. 2004.

- [10] PATEL S M, KUMAR V. Influence of Nozzle Geometry and Cavitation on Atomization Characteristics[J]. *Atomization and Sprays*, 2018, 28(1): 1-23.
- [11] LINDAU J W, BOGER D A. Experimental and Computational Studies of Cavitation in Venturi Nozzles[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2017, 139(2): 021302.
- [12] 张飞飞, 韦亚南, 徐耀辉, 等. Helmholtz 喷嘴结构参数对空化射流特性的影响[J]. *集成技术*, 2021, 10(2): 75-84.
ZHANG F F, WEI Y N, XU Y H, et al. Influence of Helmholtz Nozzle Structural Parameters on Cavitation Jet Characteristics[J]. *Journal of Integration Technology*, 2021, 10(2): 75-84.
- [13] 杨涵. 空化射流喷嘴流场数值模拟研究[D]. 成都: 西华大学, 2015.
YANG H. Numerical Simulation Study on the Flow Field of Cavitation Jet Nozzle[D]. Chengdu: Xihua University, 2015.
- [14] 于海涛, 徐艳, 刘海水, 等. 双腔室自振脉冲喷嘴空化射流数值模拟[J]. *机械科学与技术*, 2023, 42(4): 585-591.
YU H T, XU Y, LIU H S, et al. Numerical Simulation of Cavitation Jet of Double-Chamber Self-Excited Pulse Nozzle[J]. *Mechanical Science and Technology*, 2023, 42(4): 585-591.
- [15] WANG F, HE Y. Numerical Analysis of Cavitation Characteristics in Convergent-Divergent Nozzles with Various Outlet Diameters[J]. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2016, 10(1): 104-115.
- [16] ZHENG H, ZHENG Y, ZHU J. Latest Progress of Hydrodynamic Cavitation Reactors-Cavitation Mechanism, Reactor Design and Applications[J]. *Engineering*, 2022, 19(12): 180-198.
- [17] SUN J, WANG Z, HUANG C. Numerical Investigation of the Influence of Hydrostatic Pressure on Cavitation Flow Characteristics in Nozzles[J]. *Ocean Engineering*, 2020, 195: 106712.
- [18] WINKLHOFER E, KUTHADA T, BRANDL F. Comprehensive Experimental Study and CFD Simulation of Cavitating Nozzles[C]//Institution of Mechanical Engineers. 2001.
- [19] KUBOTA A, KATO H, YAMAGUCHI H. A New Modeling of Cavitating Flows: A Numerical Study of Unsteady Cavitation on a Hydrofoil Section[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 1992, 240: 59-96.
- [20] 肖胜男. 新型中心体喷嘴射流特性研究[D]. 江苏镇江: 江苏大学, 2011.
XIAO S N. Research on Jet Characteristics of a New Centroid Nozzle[D]. Zhenjiang, Jiangsu: Jiangsu University, 2011.
- [21] 程志远, 金朝光. 船体清洗空化喷嘴设计与仿真[J]. *船舶工程*, 2024, 46(2): 131-137.
CHENG Z Y, JIN Z G. Design and Simulation of Cavitation Nozzle for Hull Cleaning[J]. *Ship Engineering*, 2024, 46(2): 131-137.
- [22] ZHANG Y, PENG X, GUO C. Effects of Orifice Geometry on Cavitation Characteristics in Diesel Injector Nozzles[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 164: 120556.
- [23] CHEBLI R, AUDEBERT B, ZHANG G, et al. Influence of the Turbulence Modeling on the Simulation of Unsteady Cavitating Flows[J]. *Computers & Fluids*, 2021, 221: 104898.
- [24] TRUMMLER T, STEFFEN J, SCHMIDT, et al. Numerical Prediction of Erosion Due to a Cavitating Jet[J]. *Wear*, 2022, 498-499: 204304.
- [25] APTE D, GE M, COUTIER-DELGOSHA O. Numerical Investigation of a Cavitating Nozzle for Jetting and Rock Erosion Based on Different Turbulence Models[J]. *Geoenergy Science and Engineering*, 2023, 231(Part A): 212300.
- [26] XU Y, TIAN J, WANG Z, et al. A Comprehensive Study on the Flow Field of Cylindrical Cavitation Nozzle Jet Under Different Turbulence Models[J]. *Ocean Engineering*, 2025, 315: 119596.
- [27] 杨兵, 姚立纲, 金丰峤, 等. 基于水下清洗机器人的水下空化喷嘴仿真优化[J]. *机电技术*, 2025(3): 96-105.
YANG B, YAO L G, JIN F Q, et al. Simulation and Optimization of Underwater Cavitation Nozzle Based on Underwater Cleaning Robot[J]. *Mechanical and Electrical Technology*, 2025(3): 96-105.
- [28] 杜卫刚, 孟翔, 徐浩磊, 等. 空化射流喷嘴性能分析与试验研究[J]. *流体机械*, 2024, 52(12): 16-22.
DU W G, MENG X, XU H L, et al. Performance Analysis and Experimental Research of Cavitation Jet Nozzle[J]. *Fluid Machinery*, 2024, 52(12): 16-22.

(下转第 80 页)