

# 基于导流板结构的通海阀内部流阻和噪声特性数值模拟研究

王奇根<sup>1,2</sup> 章城<sup>1,2,3,4\*</sup> 张森<sup>1,2,3</sup> 瞿建武<sup>1</sup>

(1. 温州大学机电工程学院 温州 325035; 2. 浙江省激光加工机器人重点实验室 激光加工机器人示范型国际科技合作基地 温州 325035; 3. 温州大学苍南研究院 温州 325800; 4. 宣达实业集团有限公司 温州 325102)

## Numerical Simulation of Internal Flow Resistance and Noise Characteristics of Sea Valve Based on Deflector Structure

WANG Qigen<sup>1,2</sup>, ZHANG Cheng<sup>1,2,3,4\*</sup>, ZHANG Miao<sup>1,2,3</sup>, QU Jianwu<sup>1</sup>

(1. Department of Mechanical and Electrical Engineering, Wenzhou University, Wenzhou 325035, China; 2. Key Laboratory of Laser Processing Robots, Zhejiang Province, China Demonstration-type International Scientific and Technological Cooperation Base for Laser Processing Robots, Wenzhou 325035, China; 3. Cangnan Research Institute, Wenzhou University, Wenzhou 325800, China; 4. Xuanda Industrial Group Co., Ltd., Wenzhou 325102, China)

**Abstract** Ships usually produce a certain degree of vacuum in the ballast tank to inject or discharge seawater through the sea piping system to realize the ship attitude control, in which the sea valve is an important device connecting the internal seawater piping system of the ship and the outside world. However, the existing sea valve has some problems, such as a large flow resistance coefficient and high noise pressure level. This paper proposes to use the deflector structure to reduce the internal flow resistance and noise of the sea valve, using Fluent software and LMS virtual lab software to numerically simulate the flow field and noise in the sea valve without and with different sizes of the deflectors, and the distribution of velocity, velocity streamlines, pressure, turbulent kinetic energy and noise pressure level in the flow field of the sea valve is also studied. Finally, the results of the numerical simulation are compared and analyzed, and the optimal results are obtained. The results show that adding a deflector plate inside the sea valve can effectively reduce the pressure drop of the sea valve, improve the flow field, and reduce the flow-induced noise. At the same time, a comparative analysis of sea valves with different thicknesses of deflector plates is carried out, and it is found that the performance of the sea valve with 8 mm thick deflector plates is relatively optimal. Through the design of different structure deflectors in the sea valve and the simulation calculation, the rationality of the improvement measures is verified, and the reference is provided for the optimization of the sea valve. By comparing the calculation results of different deflector structure schemes of sea valves, the rationality of the improvement measures is verified, and reference is provided for the optimization of the inner flow path of the sea valve.

**Keywords** Sea valve, Deflector, Numerical simulation, Optimization

**摘要** 舰船通常在压载舱内产生一定真空度,将海水通过通海管路系统注入或排出,实现舰船姿态控制,其中通海阀是连接船舶内部海水管路系统与外界的重要装置。但现有通海阀存在流阻系数大、噪声压级较高等问题。文章提出利用导流板结构降低通海阀内部流阻和噪声,采用 Fluent 软件和 LMS Virtual.Lab 软件对无导流板和添加不同尺寸导流板的通海阀内

收稿日期: 2023-08-11

基金项目: 温州市基础性科研项目 (G2023041); 浙江省自然科学基金项目 (LZ24E050007); 温州市瓯海区重点科研项目 (G20220209)

\* 联系人: E-mail: zhangcheng@wzu.edu.cn

流场和噪声进行数值模拟计算,并研究通海阀内流场的速度、速度流线、压力、湍动能和噪声声压级的分布。最后,对数值模拟的结果进行对比分析,得出最优结果。结果表明:在通海阀内部添加导流板可以有效降低通海阀的压降,改善流场,降低流致噪声。同时对含不同厚度导流板的通海阀进行了对比分析,发现含8 mm厚导流板的通海阀性能相对最优。通过对通海阀不同导流板结构方案的计算结果进行对比,验证了改进措施的合理性,为通海阀内流道优化提供参考。

**关键词** 通海阀 导流板 数值模拟 优化设计

中图分类号:TS737<sup>+</sup>.3;TB754

文献标识码:A

doi: 10.13922/j.cnki.cjvst.202308006

船舶的沉浮作业通过向船舶压载舱排入或排出压载水来实现。在进行压载作业时,通过抽吸压载舱内的空气,形成一定真空度,结合压载舱内外液位差,将海水压入压载舱,完成舰船的压载作业;而在进行排载作业时,通过不断输送空气,当舱内的空气压力超过舱内外液位差及管路阻力时,可排出海水,完成舰船的排载作业<sup>[1]</sup>。

通海阀是船舶与外界海水连接的重要装置,主要用于控制和调节海水的进出,其性能的优劣会直接影响到船舶各个系统甚至船舶整体的性能及安全性<sup>[2-3]</sup>。因此研究通海阀性能的优化方法具有重要意义。

目前,对通海阀性能优化的研究已经有一定的成果。董自虎等<sup>[4]</sup>研究对通海阀流道结构进行改进,通过增加阀瓣开启行程、对局部结构进行倒角等措施优化通海阀,达到了降噪减阻的效果。白宗良等<sup>[5]</sup>对阀门流道进行了优化,降低了流阻。刘少刚等<sup>[6-9]</sup>在阀体上镶嵌内支架和提出了一种新型内流道结构,这两种方法都能够有效地提高阀门内流道的最低压力、减小速度梯度、降低湍动能和降低通海阀的涡流噪声与湍流脉动噪声。此外,他还研究了通海阀在开关过程中阀杆受力的变化规律,以及有无先导孔条件下开阀力的大小,得到了相关规律及开阀过程中最大开阀力值。李泽斌等<sup>[10]</sup>在通海阀驱动液压机内设置圆柱圆锥形缓冲装置,研究并控制通海阀启闭瞬态噪声。桂瞬丰等<sup>[11]</sup>利用大涡模拟方法研究了通海阀的噪声特性,得到通海阀低频噪声声能较大,高频部分所占比重较小的结论。卢宇辉等<sup>[12-13]</sup>对通海阀的冲刷腐蚀及优化进行了研究。张康等<sup>[14]</sup>建立了一种新的模糊FMECA方法对深海载人潜器的通海阀设备进行可靠性分析,将识别出的故障模式进行了危害性排序,并提出了改进措施及建议。

综上所述,目前对通海阀的优化主要对其流道结构优化设计。流道结构优化设计是一种低成本且常用的降低流动阻力的方法,但大多关注整体结

构的优化,为了更好地降低通海阀的流动阻力和阀门内部的流动噪声,本文研究基于导流板结构的通海阀,即在通海阀的流道内设计局部导流板结构并进行仿真分析,目前已有相关文献<sup>[15]</sup>通过仿生鲨鱼皮,并简化盾鳞结构设计出导流板,实现了流体减阻。因此,本文通过增加导流板来改善阀体内的流动状态,有望通过导流板引导流体在阀体内部沿着更加稳定的路径流动,减少流体的涡流和振荡。同时导流板可以将流体能量分散到更大的表面上,使其均匀分布,从而减小了局部压力的变化,降低了噪声和振动。本文主要对通海阀进行内部流态分析、流固耦合分析及噪声分析。首先分析全开工况下通海阀内流场,研究通海阀有无导流板以及增减导流板厚度对通海阀内部压降的影响。其次,在流体载荷的作用下,对全开状态下的各种优化的阀门进行有限元静力学分析,分析导流板对通海阀结构强度的影响。最后,对各种情况的通海阀进行噪声仿真,评估通海阀的噪声水平。

## 1 数值模型

### 1.1 几何模型

本文以黄铜通海阀为基础,参照国内外通海阀的几何结构。通海阀的三维模型如图1(a)所示。其结构为直角结构,由阀体、阀芯、阀杆等组成,下侧为海水入口与外界海水相通,入口直径为105 mm。出口与舱内的管路连接,出口直径为80 mm。在通海阀工作时,流体从通海阀下端流入,在左端流出。为了提高流体在导流板处的流动性,对导流板的边缘进行倒角处理,导流板的正视和侧视尺寸如图1(b)所示。以导流板的厚度 $t$ 和间距 $s$ 作为尺寸参数,探究导流板在不同厚度和间距时的减阻特性。在通海阀内部添加3种不同厚度和间距的导流板并与没有导流板的通海阀做对比。四种模型的尺寸参数如表1所示。基于通海阀的基本结构,抽取阀内流道,建立计算流体域几何模型。流道模型如图1(c)所示。

在通海阀内部,流体的流动是三维粘性流动,

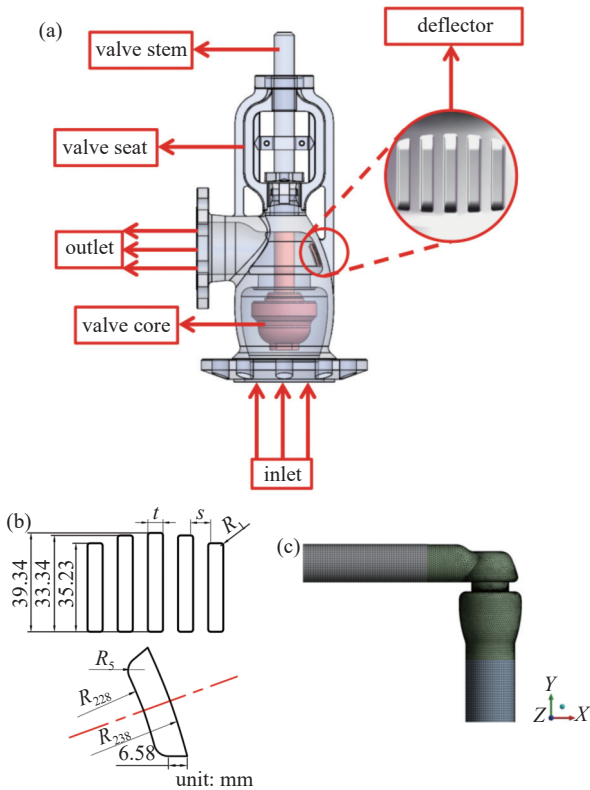


图1 通海阀结构图与有限元模型。(a)通海阀几何模型,(b)导流板分布与截面尺寸,(c)通海阀流道网格模型

Fig. 1 Structural diagram and finite element model of sea valve. (a) Geometric model of the sea valve, (b) deflector distribution and cross-section dimensions, (c) grid model of the sea valve flow paths

表 1 四种模型的导流板尺寸参数

Tab. 1 Deflector size parameters for the four models

| 模型        | 厚度 $t/\text{mm}$ | 间距 $s/\text{mm}$ |
|-----------|------------------|------------------|
| 无导流板      | —                | —                |
| 4 mm 厚导流板 | 4                | 8                |
| 6 mm 厚导流板 | 6                | 6                |
| 8 mm 厚导流板 | 8                | 4                |

其特点为流体不可压缩。而在管道内,流体的流动则为湍流流动<sup>[16]</sup>。为了使阀内湍流流动充分发展,同时为了保证数值模拟计算的准确性,对阀门进出口管段的流体域进行延长<sup>[17]</sup>。根据国家标准 GB/T 30832-2014,建立试验管道。添加长度为管径 5 倍的上游管和长度为管径 10 倍的下游管<sup>[18]</sup>。

将通海阀的流体域分成三部分,采用 ANSYS mesh 生成网格。由于通海阀的主体部分比较复杂,所以采用非结构化网格,与阀门连接的管道部分采用结构化网格。得到的包含试验管的通海阀流体域网格模型如图 1(c)所示。

此外,为了保证计算结果的精确性并降低网格数量对计算结果的影响,通常在数值模拟计算前需要进行网格无关性验证<sup>[19]</sup>。以阀门前后的压降作为验证网格独立性的参考变量,如图 2 所示。由图 2 可知,当网格数量逐渐增加时,压差  $\Delta p$  的波动逐渐减小,直到达到 2491277 个网格时,进出口压差  $\Delta p$  的相对误差小于 1%。网格过密会影响计算速度,网格数量太少会使计算结果产生较大误差<sup>[20]</sup>,为了节省计算资源,选择 2491277 个网格单元作为计算域的网格数量较为合理。

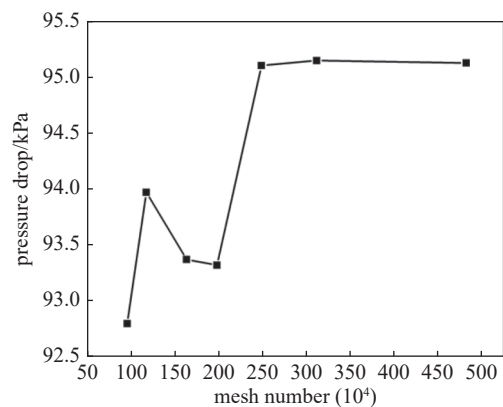


图2 网格无关性验证

Fig. 2 Validation of the independence of the grid

## 1.2 数学模型

通海阀内部流体的流动要满足质量、动量和能量守恒这三大基本物理定律<sup>[21]</sup>。

质量守恒方程是描述流体力学中物质连续性的基本方程之一,它可以表述为:在流体控制体积内,流体的质量不随时间发生改变,其表达式为<sup>[22]</sup>:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式中  $u$ 、 $v$ 、 $w$  分别为  $x$ 、 $y$ 、 $z$  三个方向的法向速度,  $\text{m/s}$ 。

动量守恒方程为<sup>[23]</sup>:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mu) \\ = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x \\ \frac{\partial \rho v}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mu) \\ = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y \\ \frac{\partial \rho w}{\partial t} + \text{div}(\rho w \mu) \\ = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + F_z \end{cases} \quad (2)$$



公式中  $p$  代表流体微元体上的压力, Pa;  $\mu$  表示流体的动力黏度;  $\tau_{xx}$ ,  $\tau_{xy}$  是微元体表面上的粘性应力  $\tau$  的分量;  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  为微元体上的体力, N。

能量守恒方程描述了流体在运动过程中能量的转换和守恒。流体的能量  $E$  等于动能  $K$ 、内能  $I$  和势能  $P$  相加, 其中的内能  $I$  与温度  $T$  满足一定的关系, 即  $I = c_p T$ , 其能量守恒方程为<sup>[24]</sup>:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho u T) = \text{div}\left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T\right) + S_T \quad (3)$$

式中,  $T$  表示温度;  $k$  表示传热系数;  $c_p$  表示比热容;  $S_T$  表示粘性耗散项。

### 1.3 计算方法

在本文中, 采用 Fluent 19.1 计算流体力学软件来对通海阀内部的流场进行求解计算。在软件设置中使用的求解方法是有限体积法, 并且使用基于压力的求解器来进行求解。在湍流模型的选择方面许多研究人员分析了适合阀门的湍流模型<sup>[25-29]</sup>, 考虑到阀内流动的复杂性, 所以本文选用适合于工程问题的  $k-\varepsilon$  模型<sup>[30]</sup>。由于 RNG  $k-\varepsilon$  模型比标准  $k-\varepsilon$  模型更适合模拟曲率较大和压力梯度较强等复杂流动<sup>[17]</sup>, 同时 RNG  $k-\varepsilon$  湍流模型的预测性能优于标准的  $k-\varepsilon$  湍流模型<sup>[30]</sup>, 故选择湍流模型设置为 RNG  $k-\varepsilon$  模型进行计算。流体状态: 流体为海水, 密度:  $1025 \text{ kg/m}^3$ , 动力黏度:  $0.001054 \text{ kg/ms}$ <sup>[2]</sup>。边界条件设置: 设置通海阀的进口为速度进口, 速度大小为  $3.5 \text{ m/s}$ 。通海阀的出口为压力出口, 压力大小为  $1 \text{ MPa}$ 。壁面条件: 壁面设置为无滑移边界。在噪声计算时, 首先计算海水的稳态流场, 再将稳态结果设为初始值, 通过 LES 大涡模拟进行瞬态计算, 并且输出瞬态流场声源信息。这种方法不需要舍去非定常过程中初始部分结果, 更节省时间, 而且已被证明可靠<sup>[31]</sup>。根据奈奎斯特采样定理, 综合考虑计算时间和计算结果精度, 设定分析时间步长  $0.00025 \text{ s}$  和迭代步数 2000 步, 采样总时长为  $0.5 \text{ s}$ 。

## 2 通海阀内流场分析

基于以上的边界条件设置, 本文对四种不同通海阀内流道进行数值模拟计算, 得到相应的速度和压力云图, 如图 3 所示为对称面上的速度分布云图。由图可知, 流体流经阀芯节流口时, 由于过流断面的面积突然减小, 流速急剧增加。此外, 当无导流板时, 通海阀的内腔处形成了一个明显的低速区,

低速区内外速度梯度较大, 流体对壁面的冲击较大。添加导流板后该处的低速区有了明显的改善, 随着导流板厚度的增加, 该处的速度分布也更均匀。

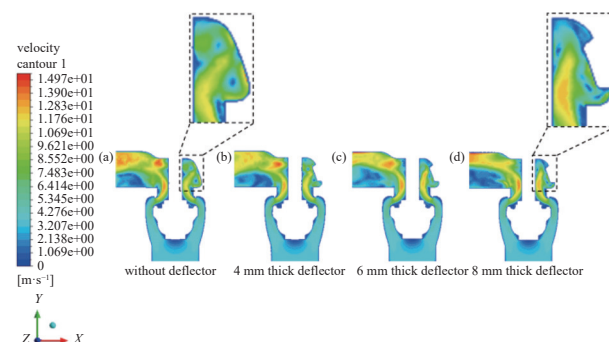


图3 对称面速度分布图

Fig. 3 Symmetry plane velocity distribution

本文还得到了阀门对称面上的流线分布云图, 如图 4 所示。由图可知, 无导流板时, 通海阀的内腔处形成了两个较明显的漩涡, 漩涡内外流速梯度较大。添加导流板后该处的两个漩涡有了明显的改善, 没有强涡出现, 也没有流动分离区, 优化的效果明显, 有利于降低流噪声。随着导流板厚度的增加, 漩涡减弱得也越明显, 速度梯度明显减小。

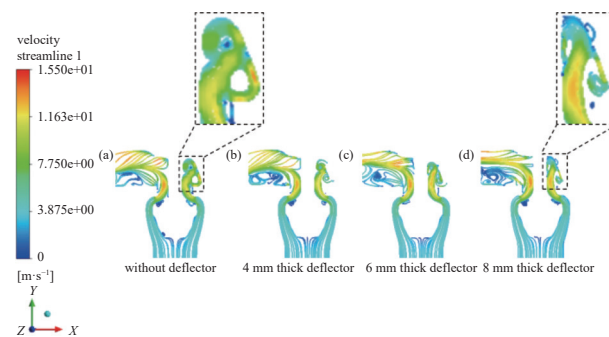


图4 对称面速度流线分布图

Fig. 4 Symmetry plane velocity streamline distribution

本文还研究了阀门内部压力分布, 得到对称面上的压力分布云图如图 5 所示。由图可知, 海水经过阀芯后压力有明显的减小。无导流板时, 漩涡附近的压力分布不均匀且压力损失较大, 这可能是由于漩涡内外的水流速度差过大而产生了较大的摩擦损失。添加导流板后该处的两个漩涡有了明显的改善, 随着导流板厚度的增加, 通海阀阀前阀后的压差明显减小。

本文还分析了阀门内部湍动能分布, 得到对称面上的湍动能分布云图如图 6 所示。由图可知, 海水经过阀芯后湍动能有明显的增大。无导流板时,

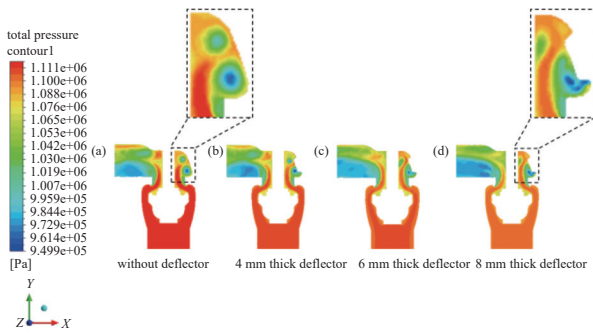


图5 对称面压力分布图

Fig. 5 Symmetry surface pressure distribution

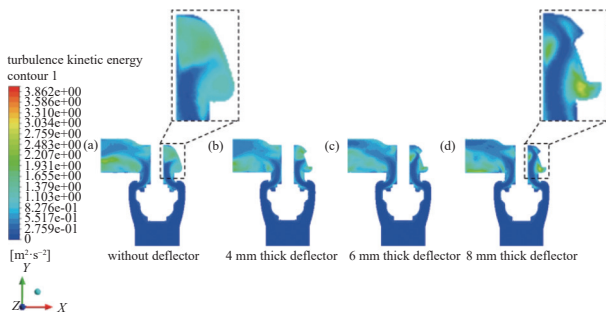


图6 对称面湍动能分布图

Fig. 6 Symmetry plane turbulent kinetic energy distribution

阀芯后段的湍动能呈现团状分布, 流体流动非常紊乱。添加导流板后湍动能区域出现一条低湍动能通道, 流体在该通道处平稳流过。随着导流板厚度的增加, 这条通道越明显。但在导流板局部区域的湍动能会有所增大。

由于添加导流板后的通海阀内部流场会改变, 所以通海阀的流量系数及流阻系数也会产生相应的改变, 为探究通海阀在添加导流板情况下的流通能力, 以流量系数 $C_v$ 和流阻系数 $K_v$ 作为比较标准。

现直接给出 $C_v$ 、 $K_v$ 的计算方法<sup>[32]</sup>

$$C_v = Q_v \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} \quad (4)$$

$$K_v = \frac{2\Delta p}{\rho v^2} \quad (5)$$

上述公式中,  $Q_v$ 表示为体积流量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ;  $\Delta p$ 表示为进、出口压力降,  $\text{Pa}$ ;  $\rho$ 表示为流体密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $v$ 表示为流体速度,  $\text{m}/\text{s}$ 。

基于以上对四种不同通海阀内流道进行数值模拟计算。根据监测出口的速度、体积流量, 计算得到流量系数 $C_v$ 和流阻系数 $K_v$ 的结果如表2所示。由表可知, 当入口速度为  $3.5 \text{ m/s}$  时, 添加导流板后通海阀的流量系数提高, 流阻系数降低, 减阻率提高。以上几种情况中当导流板的板厚为  $8 \text{ mm}$  时通海阀的流动特性最优。

为探究在不同入口速度下导流板结构对通阀流阻的影响, 增加了  $2 \text{ m/s}$  和  $5 \text{ m/s}$  入口速度下不同模型的流动情况。

当入口速度为  $2 \text{ m/s}$  时, 结果如表3所示。

当入口速度为  $5 \text{ m/s}$  时, 结果如表4所示。

表2 入口速度为  $3.5 \text{ m/s}$  时不同导流板厚度下的通海阀流动特性Tab. 2 Flow characteristics of sea valves with different deflector thicknesses at an inlet velocity of  $3.5 \text{ m/s}$ 

| 模型        | 压降/ $\text{Pa}$ | 流量系数 $C_v$ | 流阻系数 $K_v$ | 减阻率 $C/\%$ |
|-----------|-----------------|------------|------------|------------|
| 无导流板      | 108138.8        | 10.622     | 17.225     | —          |
| 4 mm 厚导流板 | 102324.6        | 10.920     | 16.299     | 5.377      |
| 6 mm 厚导流板 | 99392           | 11.080     | 15.831     | 8.088      |
| 8 mm 厚导流板 | 95429.8         | 11.307     | 15.200     | 11.752     |

表3 入口速度为  $2 \text{ m/s}$  时不同导流板厚度下的通海阀流动特性Tab. 3 Flow characteristics of sea valves with different deflector thicknesses at an inlet velocity of  $2 \text{ m/s}$ 

| 模型        | 压降/ $\text{Pa}$ | 流量系数 $C_v$ | 流阻系数 $K_v$ | 减阻率 $C/\%$ |
|-----------|-----------------|------------|------------|------------|
| 无导流板      | 32146           | 11.133     | 15.681     | —          |
| 4 mm 厚导流板 | 29029.1         | 11.715     | 14.161     | 9.696      |
| 6 mm 厚导流板 | 27204.5         | 12.102     | 13.270     | 15.372     |
| 8 mm 厚导流板 | 25127           | 12.592     | 12.257     | 21.835     |

表 4 入口速度为 5 m/s 时不同导流板厚度下的通海阀流动特性

Tab. 4 Flow characteristics of sea valves with different deflector thicknesses at an inlet velocity of 5 m/s

| 模型        | 压降/Pa  | 流量系数 $C_V$ | 流阻系数 $K_V$ | 减阻率 $C/\%$ |
|-----------|--------|------------|------------|------------|
| 无导流板      | 191206 | 11.412     | 14.923     | —          |
| 4 mm 厚导流板 | 184346 | 11.622     | 14.388     | 3.588      |
| 6 mm 厚导流板 | 168220 | 12.166     | 13.129     | 12.022     |
| 8 mm 厚导流板 | 153216 | 12.748     | 11.958     | 19.869     |

由表 2、表 3 和表 4 可知,随着入口速度的增大,通海阀的压降明显增大,不同厚度的导流板在相同的入口速度下均随着板厚的增加,压降不断减小,流量系数不断增大,流阻系数不断减小,减阻率不断提高。

3 通海阀流固耦合分析

流固耦合可分为单向流固耦合和双向流固耦合<sup>[33]</sup>。针对本文模型,阀体的变形对流场的影响微乎其微,并且通海阀内部除受自身重力外主要受到流体的冲击作用,故采用单向顺序耦合分析。本文主要使用 ANSYS Fluent 和 Static Structural 模块来进行单向流固耦合分析。通海阀内部与流体介质的接触面为耦合面,在流体区域和固体区域交界面上需要进行网格匹配,耦合面处的网格类型和大小尽量保持一致,以确保数据在两个区域之间正确地传递。

在实际工况中,通海阀在流体载荷的作用下会发生变形,因此需要针对添加导流板后的通海阀模型进行流固耦合分析,分析通海阀的应力和形变是否满足工业实际要求。

在进行仿真前需要为结构模型分配材料属性,通海阀的材料为  $ZCuAl_{10}Fe_3$ ,泊松比为 0.32,密度为  $7750\text{ kg/m}^3$ ,抗拉强度为 380 MPa,将这些材料属性导入到材料库中,进行分析。

打开 model 模块,设置网格尺寸为 5 mm,然后选择固体的内表面进行命名,划分网格后加载流体域的压力,之后选择阀体的进出口面设置为固定约束面并添加重力方向后计算求解。

通过仿真分析,得到通海阀的变形分布如图 7 所示。由图可知,从总体上来看,变化趋势基本上相同。通海阀的入口处总变形量都是最小的,最大总变形量都位于阀芯附近,说明流体从入口流入后,阀芯对流场产生了较大的影响。阀体受到一定的

流体载荷作用,但其形变量在微观尺度下非常小,最大形变量仅为 0.0032723 mm。由于四个模型的几何结构不同,导致四种情况的最大变形量都不相同,四个模型的最大变形量如表 5 所示。由表可知,添加导流板后最大变形量都有不同程度的减小,从侧面说明了增加导流板可以减小阀体的变形。

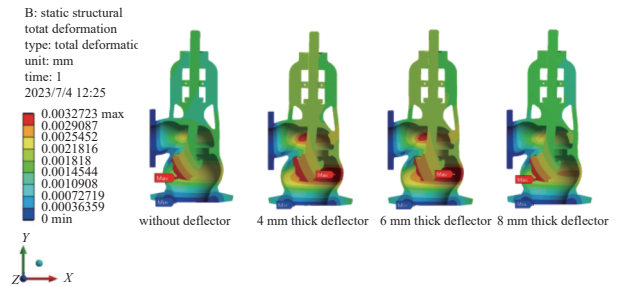


图7 形变云图  
Fig. 7 Deformation cloud map

表 5 最大形变量

Tab. 5 Maximum shape variables

| 模型        | 最大变形量/mm  |
|-----------|-----------|
| 无导流板      | 0.0032723 |
| 4 mm 厚导流板 | 0.0024751 |
| 6 mm 厚导流板 | 0.0024681 |
| 8 mm 厚导流板 | 0.0030931 |

通过仿真分析,得到通海阀的应力分布如图 8 所示。由图可知,从总体上来看,变化趋势基本上相同。通海阀进口段的应力分布相对均匀,出口段应力分布比较不均匀,这可能是由于流体流经阀芯节流口后,湍流程度上升,流场更加紊乱,从而导致阀体出口部应力分布不均匀。阀体受到一定的流体载荷作用,会产生较大应力,最大应力为 9.3619 MPa。由于四个模型的几何结构不同,导致四种情况的最

大应力都不相同,四个模型的最大应力如表 6 所示。由表可知,在增加了导流板后,最大应力有不同程度的降低,安全程度也是随之提升,也从侧面说明了增加导流板对可以对阀体强度的起到强化作用。

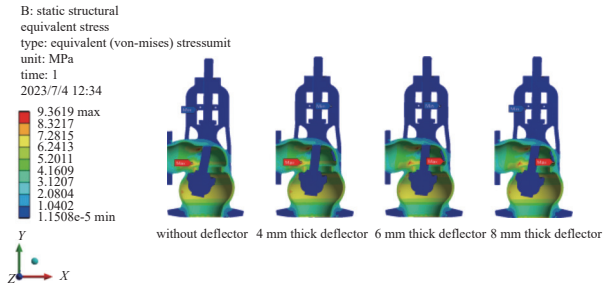


图8 应力云图

Fig. 8 Stress cloud diagram

表 6 最大应力

Tab. 6 Maximum stress

| 模型        | 最大压力/MPa |
|-----------|----------|
| 无导流板      | 9.3619   |
| 4 mm 厚导流板 | 9.3214   |
| 6 mm 厚导流板 | 9.3231   |
| 8 mm 厚导流板 | 9.2885   |

#### 4 通海阀噪声分析

阀门所产生的噪声源包括机械噪声、汽蚀噪声、湍流脉动噪声以及涡流噪声。通海阀的主要噪声产生源包括汽蚀噪声和涡流噪声<sup>[6]</sup>。

由气动声学理论可知,阀门管路中主要存在三种声源,分别是单极子声源、偶极子声源和四极子声源<sup>[34]</sup>。阀门内流动的噪声源主要是来自于壁面的偶极子源和雷诺应力的四极子源,参考相关文献得到通海阀的偶极子源是主要的噪声源<sup>[21]</sup>。

根据相关文件的规定,噪声测量点的位置应该在离阀门 1 m 之后、距离管道壁面 1 m 的地方<sup>[35]</sup>。根据这项规定,需分别设置一个水平和垂直的声场监测面<sup>[36]</sup>。通海阀噪声监测点的位置分布如图 9 所示。

本文利用 Fluent 软件进行瞬态流场数值模拟,将模拟结果保存为 CGNS 格式。CGNS 文件包含了物理变量数据及单元和节点数据,数据信息存储在单元的中心节点上,可以将 Fluent 计算的前后处理

与其他商业软件结合起来。为了在声学软件上获得流体声源信息,用 LMS Virtual.Lab 软件打开 CGNS 文件,再进行傅里叶变换,得到通海阀壁面偶极子声源的信息。如图 10 所示,耦合面上的红点为流场声源数据。

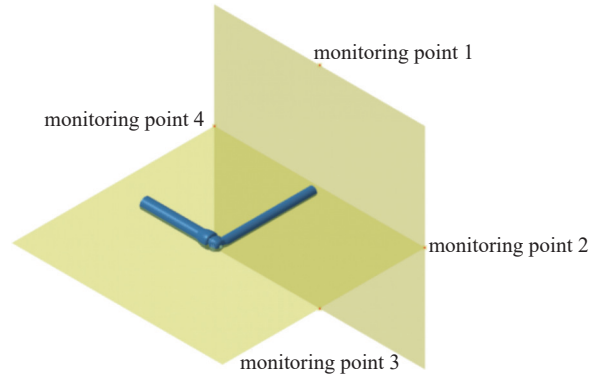


图9 通海阀噪声监测点位置

Fig. 9 Location of noise monitoring points of sea valve

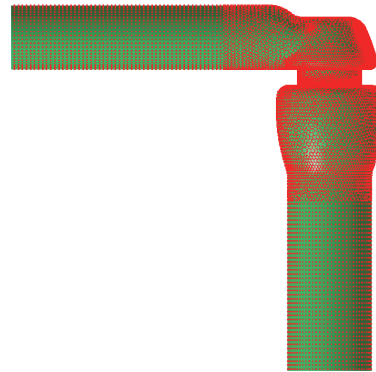


图10 耦合面偶极子声源

Fig. 10 Coupling surface dipole sound source

噪声网格也需要进行网格无关性验证。以竖直声场监测面的某一监测点的总声压级作为验证网格独立性的参考变量,如图 11 所示。由图 11 可得,随着网格数量增大,该监测点的总声压级逐渐趋于稳定,当网格个数达到 28434 时,该监测点的总声压级已经不再随着网格数量的变化而变化。为合理节省计算资源,选择 28434 个网格单元作为计算域的网格数量和较为合理。

通过对通海阀的流致噪声进行数值模拟,导出结果得到声场信息。如图 12 所示为无导流板、4 mm 厚导流板、6 mm 厚导流板、8 mm 厚导流板的声压分布云图,从图中可以清楚地看到五个典型频率下的声场信息。由图可得,随着频率的增加,通海阀



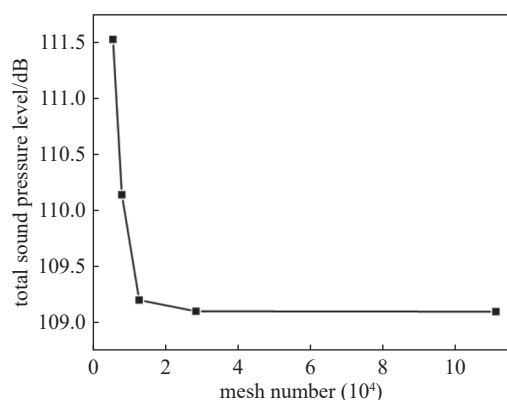


图11 网格无关性验证

Fig. 11 Validation of the independence of the grid

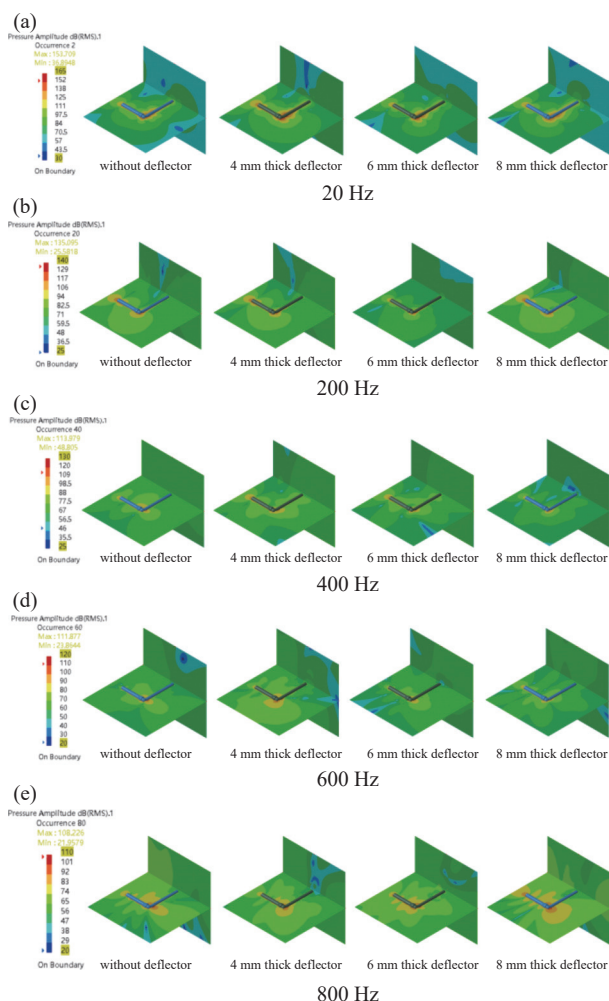


图12 通海阀声压分布云图。(a)频率等于20 Hz, (b)频率等于200 Hz, (c)频率等于400 Hz, (d)频率等于600 Hz, (e)频率等于800 Hz

Fig. 12 Cloud diagram of sound pressure distribution at the sea valve. (a) Frequency=20 Hz, (b) frequency=200 Hz, (c) frequency=400 Hz, (d) frequency=600 Hz, (e) frequency=800 Hz

及阀前阀后管道外部的声场呈对称分布。此外,在水平监测面上,声压分布呈现出左右对称的趋势。在20 Hz时,导流板对通海阀的声压分布没有较大的影响。在200 Hz时,添加导流板后的通海阀声压的高压区的范围减小。在400 Hz时,添加导流板后的声压区整体的声压区域范围减小,并随着导流板的厚度增加,声压区域范围进一步减小。在600 Hz时,阀门拐角附近的高声压区域范围减小,并随着导流板的厚度增加,声压区域范围进一步减小。在800 Hz时,导流板对通海阀的声压分布没有较大的影响。

不同情况下各监测点声压频率响应曲线如图13所示。由图可知,四个监测点的声压频率响应曲线基本一致,从各曲线可以看出,各点声压级先快速下降,然后趋于稳定。图中黑色曲线是无导流板通海阀的声压频率响应曲线,添加导流板后的通海阀各监测点声压级在频率为0~1400 Hz时均有不同程度的减小,不同厚度导流板对噪声的减弱程度相差不大。在频率为1400~2000 Hz时,导流板对流噪声的影响较弱。

## 5 结论

基于本文对通海阀的数值模拟计算,得到了如下几个方面的结论:

(1)通海阀内部产生的漩涡和紊乱的流场是影响通海阀性能和产生流致噪声的主要原因,因此,减小漩涡区域和稳定流场是对通海阀进行结构优化时需要考虑的方向。

(2)添加特定结构导流板后,通海阀内部流体的压降和流阻系数有明显减小,这说明导流板可以有效改善通海阀内部的流场,降低漩涡的产生,降低通海阀的流阻,并减小通海阀工作过程中的能量损耗。

(3)添加特定结构导流板后,通海阀阀体的总形变和等效应力在微观尺度上变化都是较小的,可以近似认为阀体不会发生明显形变。

(4)添加导流板后,通海阀一定范围的噪声声压级有所减小,有利于减声降噪。

(5)不同的入口速度条件下导流板对通海阀的影响不同,随着入口速度的增大,通海阀的压降增大,在相同的入口速度条件下随着导流板厚度的增加,压降减小。



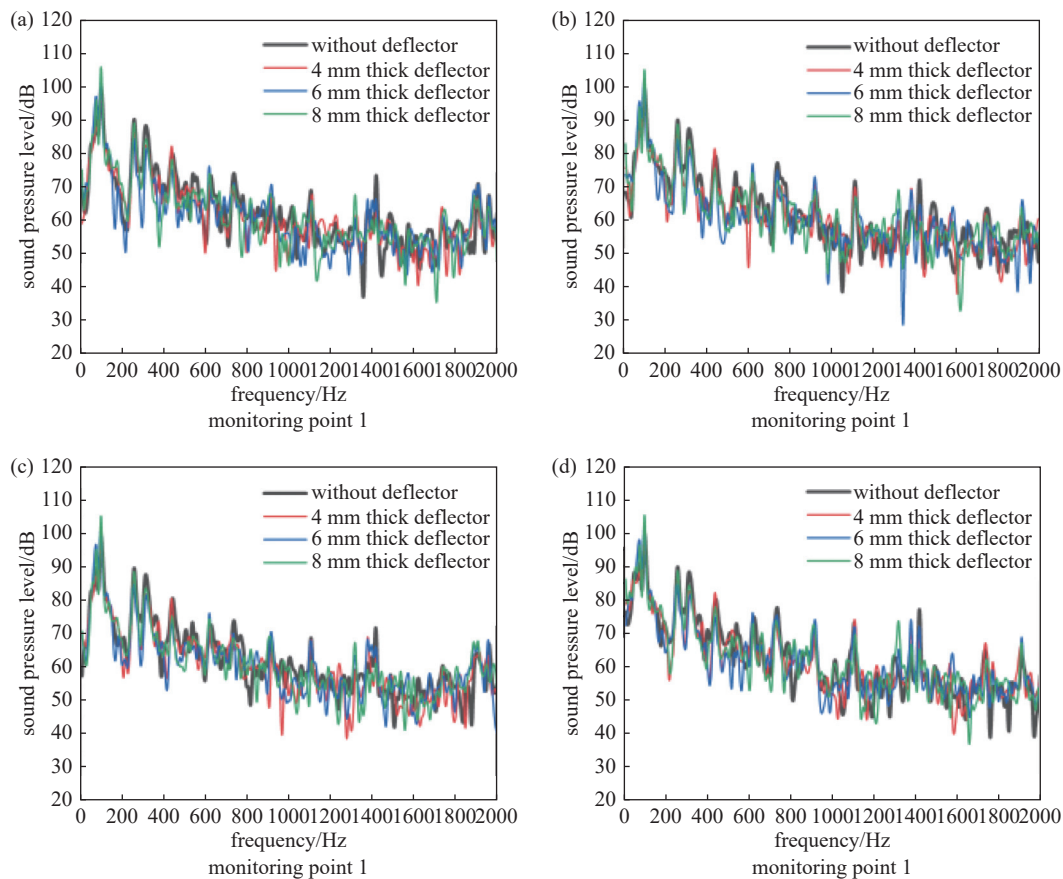


图13 各监测点声压频率响应曲线。(a) 监测点 1, (b) 监测点 2, (c) 监测点 3, (d) 监测点 4

Fig. 13 Frequency response curve of sound pressure at each monitoring point. (a) Monitoring point 1, (b) monitoring point 2, (c) monitoring point 3, (d) monitoring point 4

#### 参 考 文 献

- [1] Yu S W, Wan X B, Yang W Y. Optimal design of the ship compressed air ballast/deballast system[J]. Ship Science and Technology, 2023, 45(1): 64–69 (于姝雯, 万新斌, 杨卫英. 基于压缩空气方案的船舶压排载系统设计及优化 [J]. 舰船科学技术, 2023, 45(1): 64–69 (in Chinese))
- [2] Jiang S, Zhang J W, Wu C J, et al. Three dimensional numerical simulation of flow fields inside sea suction valve[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2009, 4(2): 37–41 (江山, 张京伟, 吴崇健, 等. 通海阀内流场的三维数值模拟 [J]. 中国舰船研究, 2009, 4(2): 37–41 (in Chinese))
- [3] Cui H L, Liu X Y, Zhang X Q, et al. Research on three-dimensional numerical simulation and optimal design of flow field in sea valve[J]. Defense Manufacturing Technology, 2018(2): 31–35, 30 (崔红力, 刘兴玉, 张新奇, 等. 通海阀内流场三维数值模拟及优化设计研究 [J]. 国防制造技术, 2018(2): 31–35, 30 (in Chinese))
- [4] Dong Z H, Li C. Marine valve flow optimization simulation analysis and research[J]. Ship Electronic Engineering, 2016, 36(12): 95–100 (董自虎, 李超. 某船用通海阀流道优化仿真分析研究 [J]. 舰船电子工程, 2016, 36(12): 95–100 (in Chinese))
- [5] Bai Z L, Duan C, Sun R K, et al. Numerical simulation of flow fields inside sea suction valve and optimization of the flow channel[J]. Ship Science and Technology, 2016, 38(3): 41–44, 49 (白宗良, 段晨, 孙瑞康, 等. 潜艇通海阀内流场仿真与优化设计 [J]. 舰船科学技术, 2016, 38(3): 41–44, 49 (in Chinese))
- [6] Liu S G, Liu H F, Shu H S, et al. Effect of structure of stend on noise of outboard valve[J]. Journal of Naval University of Engineering, 2013, 25(2): 35–39, 45 (刘少刚, 刘海丰, 舒海生, 等. 一种内支架结构对通海阀噪声的影响 [J]. 海军工程大学学报, 2013, 25(2): 35–39, 45 (in Chinese))
- [7] Liu S G, Liu H F, Shu H S, et al. Flow noise reduction of outboard valves based on internal flow path optimization[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2013, 34(4): 511–516 (刘少刚, 刘海丰, 舒海生, 等. 通海阀内

- 流道优化降低流噪声[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2013, 34(4): 511-516 (in Chinese))
- [8] Ding H, Zhao D, Liu S G, et al. Flow noise analysis and optimization of titanium Kingston valve with different openings[J]. Journal of Naval University of Engineering, 2017, 29(4): 64-69,85 (丁虎, 赵丹, 刘少刚, 等. 钛合金通海阀不同开度下的流噪声分析及优化[J]. 海军工程大学学报, 2017, 29(4): 64-69,85 (in Chinese))
- [9] Liu S G, Zheng D Y, Pan F D, et al. Simulation and experiment research on the opening force of a deep diving outboard valve[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2015, 36(4): 550-554 (刘少刚, 郑大勇, 潘方冬, 等. 深海通海阀开启力仿真与试验[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2015, 36(4): 550-554 (in Chinese))
- [10] Li Z B, Diao A M, Yang Q C. Application of buffer device in noise control of a sea valve[J]. Fluid Machinery, 2022, 50(12): 86-92 (李泽斌, 刁爱民, 杨庆超. 缓冲装置在某型通海阀噪声控制中的应用[J]. 流体机械, 2022, 50(12): 86-92 (in Chinese))
- [11] Gui S F, Xing F T, Li Q Y. Noise analysis of a sea suction valve based on LES[J]. Journal of Wuhan University of Science and Technology, 2015, 38(2): 129-133 (桂瞬丰, 幸福堂, 李群燕. 基于大涡模拟的通海阀噪声分析[J]. 武汉科技大学学报, 2015, 38(2): 129-133 (in Chinese))
- [12] Lu Y H, Lu R X, Cheng Q J, et al. Numerical simulation and analysis of key parameters influencing the scouring corrosion of the deep diving cutoff valve[J]. Applied Science and Technology, 2016, 43(4): 70-75,80 (卢宇辉, 卢锐新, 程千驹, 等. 影响通海截止阀冲刷腐蚀的重要参数数值模拟分析[J]. 应用科技, 2016, 43(4): 70-75,80 (in Chinese))
- [13] Lu Y H, Lu R X, Liu S G. Numerical simulation and optimization for erosion corrosion of the cut-off valve[J]. Applied Science and Technology, 2016, 43(1): 61-66 (卢宇辉, 卢锐新, 刘少刚. 通海截止阀冲刷腐蚀的数值模拟及优化[J]. 应用科技, 2016, 43(1): 61-66 (in Chinese))
- [14] Zhang K, Hao H, Cao H B. Application of fuzzy FMECA in safety analysis of manned submersible through-sea valve[J]. China Water Transport, 2019, 19(11): 94-96 (张康, 郝恒, 曹海斌. 模糊 FMECA 在载人潜器通海阀安全性分析中的应用[J]. 中国水运, 2019, 19(11): 94-96 (in Chinese))
- [15] Qin L G, Sun H J, Yang H, et al. Numerical simulation on drag reduction performance of shark skin with denticle structures[J]. China Sciencepaper, 2019, 14(12): 1271-1277 (秦立果, 孙红江, 杨浩, 等. 鲨鱼皮盾鳞结构减阻性能数值模拟[J]. 中国科技论文, 2019, 14(12): 1271-1277 (in Chinese))
- [16] Shi L, Xiao W. Studied on the acoustic characteristics of DN65 sea valve[J]. Hydraulic Pneumatics & Seals, 2015, 35(2): 10-12 (石磊, 肖武. DN65 通海阀声学特性分析[J]. 液压气动与密封, 2015, 35(2): 10-12 (in Chinese))
- [17] Qiu C, Yu L J, Qian J Y, et al. Cavitation and acoustic analysis of sleeve steam trap under multiple working conditions[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2023, 41(3): 281-287 (仇畅, 于龙杰, 钱锦远, 等. 套筒式蒸汽疏水阀多工况下的空化及噪声分析[J]. 排灌机械工程学报, 2023, 41(3): 281-287 (in Chinese))
- [18] Wang L T, Zheng S K, Liu X, et al. Flow resistance optimization of link lever butterfly valve based on combined surrogate model[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2021, 64(6): 4255-4270
- [19] Qiu C, Gan R B, Long Y F, et al. Cavitation analysis and structure improvement of cageviquefaction industry-typed control alve in coal I[J]. The Chinese Journal of Process Engineering, 2023, 23(2): 199-206 (仇畅, 干瑞彬, 龙云飞, 等. 煤液化笼式调节阀的空蚀分析及结构改进设计[J]. 过程工程学报, 2023, 23(2): 199-206 (in Chinese))
- [20] Wang Q T, Wang J Y, Zhang K P, et al. Analysis of cavitation characteristics of stop throttle valve[J]. Chinese Journal Vacuum Science and Technology, 2023, 43(8): 715-723 (王芊婷, 王均宇, 张克鹏, 等. 典型截止节流阀空化特性分析[J]. 真空科学与技术学报, 2023, 43(8): 715-723 (in Chinese))
- [21] Fang C, Ma S H, Cai B H, et al. Numerical simulation contrastive study on flow noise and flow induced vibration noise of sea valve based on BEM[J]. Ship Science and Technology, 2018, 40(3): 30-34 (方超, 马士虎, 蔡标华, 等. 基于 BEM 的通海阀流噪声与流激振动噪声数值模拟对比研究[J]. 舰船科学技术, 2018, 40(3): 30-34 (in Chinese))
- [22] Dai L, Wang J Y, Wang X F, et al. CFD-based electronic expansion valve cavitation and noise characteristics analysis[J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Technology, 2023, 43(6): 526-536 (戴磊, 王均宇, 王旭飞, 等. 基于 CFD 电子膨胀阀空化及噪声特性分析[J]. 真空科学与技术学报, 2023, 43(6): 526-536 (in Chinese))
- [23] Li W, Tong C B, Han A W, et al. Choked flow of plunger valve[J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Tech-

- nology, 2023, 43(2): 142–148 (李威, 童成彪, 韩安伟, 等. 活塞式调节阀阻塞流研究 [J]. 真空科学与技术学报, 2023, 43(2): 142–148 (in Chinese))
- [24] Tao W Q. Numerical heat transfer (2<sup>nd</sup> edition)[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001 (陶文铨. 数值传热学(第二版)[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001 (in Chinese))
- [25] Qian J Y, Hou C W, Mu J, et al. Valve core shapes analysis on flux through control valves in nuclear power plants[J]. *Nuclear Engineering and Technology*, 2020, 52(10): 2173–2182
- [26] Launder B E, Spalding D B. The numerical computation of turbulent flows[M]//Patankar S V, Pollard A, Singhal A K, et al. Numerical prediction of flow, heat transfer, turbulence and combustion. New York: Pergamon, 1983: 96–116
- [27] Del Vesovo G, Lippolis A. Three-dimensional analysis of flow forces on directional control valves[J]. *International Journal of Fluid Power*, 2003, 4(2): 15–24
- [28] Pan X D, Wang G L, Lu Z S. Flow field simulation and a flow model of servo-valve spool valve orifice[J]. *Energy Conversion and Management*, 2011, 52(10): 3249–3256
- [29] Huovinen M, Kolehmainen J, Koponen P, et al. Experimental and numerical study of a choke valve in a turbulent flow[J]. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2015, 45: 151–161
- [30] Lin Z, Ma C J, Xu H G, et al. Numerical and experimental studies on hydrodynamic characteristics of sleeve regulating valves[J]. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2017, 53: 279–285
- [31] Jia W J, Jiang P, Shi W X, et al. Comparative study on numerical simulation of flow noise of a new type of sea valve[J]. *Ship Science and Technology*, 2023, 45(16): 48–54 (贾文尖, 蒋鹏, 史文祥, 等. 新型通海阀流噪声的数值模拟对比研究 [J]. 舰船科学技术, 2023, 45(16): 48–54 (in Chinese))
- [32] Yu Q Z, Li B, Wang F, et al. Design and simulation of angular vacuum interface valve for sewage discharge[J]. *Chinese Journal of Vacuum Science and Technology*, 2021, 41(10): 986–992 (余清洲, 李斌, 王飞, 等. 角座式真空排污界面阀的设计与模拟研究 [J]. 真空科学与技术学报, 2021, 41(10): 986–992 (in Chinese))
- [33] Jin M X. Research on flow characteristics and fluid-solid interaction characteristics of the valve sleeve[D]. Nanjing: Southeast University, 2019 (金明星. 套筒阀的流动特性和流固耦合特性研究 [D]. 南京: 东南大学, 2019 (in Chinese))
- [34] Colonius T, Lele S K. Computational aeroacoustics: progress on nonlinear problems of sound generation[J]. *Progress in Aerospace Sciences*, 2004, 40(6): 345–416
- [35] State Administration of Market Supervision and Administration of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. GB/T 17213.14-2018 Industrial-process control valves-Part 8-2: noise considerations-laboratory measurement of noise generated by hydrodynamic flow through control valves[S]. Beijing: Standards Press of China, 2019 (国家市场监督管理总局, 中国国家标准化管理委员会. GB/T 17213.14-2018 工业过程控制阀 第 8-2 部分: 噪声的考虑 实验室内测量液动流经控制阀产生的噪声 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2019 (in Chinese))
- [36] Meng L Q. Research on acoustic characteristic of high pressure-drop multistage steam trap[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2017 (孟令旗. 高压降多级降压疏水调节阀声学特性研究 [D]. 兰州: 兰州理工大学, 2017 (in Chinese))