

夹管式真空界面阀设计与通过性模拟研究

连加第¹ 陈皇凯¹ 叶剑元³ 李根¹ 许静^{2*} 潘威²

(1. 中国计量大学 机电工程学院 杭州 310018; 2. 杭州电子科技大学 机械学院 杭州 310018;
3. 长龙(杭州)航空维修工程有限公司 杭州 311200)

Vacuum Interface Valve Design and Pass-through Simulation

LIAN Jiadi¹, CHEN Huangkai¹, YE Jianyuan³, LI Gen¹, XU Jing^{2*}, PAN Wei²

(1. Department of Electromechanical Engineering, China Jiliang University, Hangzhou 310018, China; 2. Department of Mechanics, Hangzhou Dianzi University, Hangzhou 310018, China; 3. Changlong (Hangzhou) Aviation Maintenance Engineering Co. Ltd., Hangzhou 311200, China))

Abstract As the core component of the vacuum interface valve that separates the atmosphere and vacuum in the vacuum sewage system on ships, the design of a reliable and practical vacuum interface valve is crucial to the whole vacuum sewage system. In this paper, a vacuum interface valve is designed, using ANSYS Workbench to carry out finite element analysis on the rubber spool on the rubber spool, to explore the shape variable and stress law under different pressure and spool structure, and to simulate the passability by utilizing the DPM particle model to detect the percentage of exported particles, and to conclude that the optimal ratio of the interface valve's design parameter is 1.40:1, and that the exported particles show a normal distribution phenomenon. Combined with the particle trajectory cloud map and velocity cloud map, we analyze that the reason for the normal distribution of the exit particles is that particles with different diameters have different mass velocities, and the particles are subject to different gravitational forces as well as different Saffman's shear lifting forces, which explains the reason for the distribution of the exit particles. Due to the different shape variables caused by the spool structure, the distance of the particles from the wall surface is different, so the wall surface of different structural models absorbs particles to a different extent, which makes the percentage of exported particles different, and this analysis explains the differences in the passage of the valve caused by the different structures of the vacuum interface valve.

Keywords Vacuum interface valve, Constitutive models, Structural deformation, DPM particle model, Passability

摘要 船舶上的真空排污系统中作为阻隔大气与真空的核心部件真空界面阀,设计一款可靠实用的真空界面阀对整个真空排污系统至关重要。文章设计了一款真空界面阀,利用 ANSYS Workbench 对橡胶阀芯进行有限元分析,探究压强不同、阀芯结构不同情况下形变量与应力规律,利用 DPM 粒子模型检测出口粒子所占百分比模拟通过性,得出界面阀的最佳设计参数比例为 1.40:1。通过出口粒子呈现正态分布现象,结合粒子轨迹云图、速度云图,分析出口粒子呈现正态分布原因在于直径不同的粒子,质量速度不同,粒子受到重力以及萨夫曼剪切提升力作用不同,解释了出口粒子分布原因。由于阀芯结构导致的形变量不同,使得粒子离壁面的距离不同,因此不同结构模型壁面对粒子的吸收程度也不同,这就使得出口粒子所占百分比不同,由此分析解释了真空界面阀结构不同所导致的阀门通过性差异。

关键词 真空界面阀 本构模型 结构变形 DPM 粒子模型 通过性

中图分类号: TB754+.1

文献标识码: A

doi: 10.13922/j.cnki.cjvst.202310012

真空排污系统作为一种现代化的污水处理系统,通过利用真空泵等设备将管道两端抽吸成负压

对污水进行处理收集^[1]。图 1 为船舶真空排污流程示意图。当前,中国船舶业正处于转型升级的关键

收稿日期: 2023-10-24

基金项目: 浙江省自然科学基金探索公益项目 (No. LTGS23E060002); 国家自然科学基金 (No. 52275182); 浙江省属高校基本科研业务费专项重点项目 (No. GK229909299001-14); 清华大学高端装备界面科学与技术全国重点实验室自由项目开放基金 (No. SKLTKF22B02)

* 联系人: E-mail: xujing@hdu.edu.cn

期^[2],随着国际市场竞争的加剧和国内市场需求变化,传统船舶制造业面临巨大的升级和挑战。

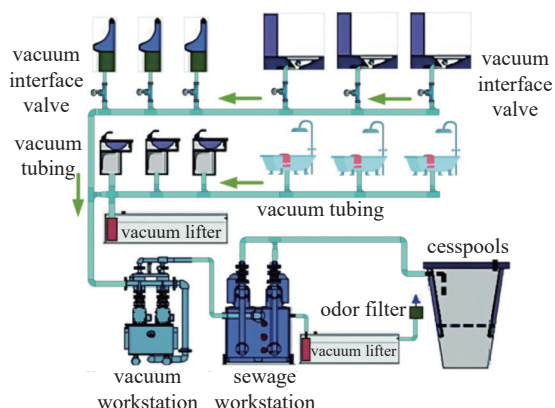


图1 船舶真空排污流程图

Fig. 1 Flow chart of vacuum sewage discharge of ships

在真空排污系统中,界面阀的作用就是将负压环境与大气环境隔离^[3],控制污水由大气压排入负压环境,界面阀的性能直接影响到排污系统的有效性^[4],因此其气密性、稳定性、流通性直接决定了整个排污系统的正常运行,因此设计一款通过性强,结实耐用的真空界面阀极为重要。国内外学者对于界面阀做了各方面的研究,Reinhold Betz 及其团队^[5]研发了一种气动控制的夹管型界面阀,并对由橡胶材料制成的装置就行了强化处理,既提高了气密性,又增强了可靠性。德国 Roediger、日本 Fuji 等^[6]公司从事真空界面阀以及真空排污系统的相关研究时间较长,基本上主导垄断了真空排污以及界面阀相关产品;华中科技大学周敬宣团队^[7]自主设计的 VAJM44 型隔膜界面阀采用了负压驱动压缩杆的方式,通过压缩杆使隔膜发生形变,以实现阀门的开关功能。孙金凤、李志成等^[8]设计的通过负压驱动夹管界面阀,经过有限元分析,使用仿真软件来研究橡胶阀体的壁厚和形变过程中所受的应力,以确保符合材料结构强度,并通过实验验证了结构合理性。Michael T. Rose 等^[9]对真空界面阀的噪声进行了试验探究,得出对界面阀结构修改有利于噪声的降低。

1 真空橡胶界面阀的结构设计

真空界面阀主要分为角座式真空界面阀和夹管式真空界面阀^[10],具体结构如下图 2。角座式真空界面阀利用负压驱动导杆的伸缩控制隔膜,实现阀门的开启与密封,具体结构如下图 2(a),夹管式真

空界面阀主要依靠橡胶阀体的形变,实现阀门的开启与密封控制,具体结构如下图 2(b)。真空界面阀在未工作时是闭合状态,将负压环境与大气环境隔离开,防止将外部的大气引入真空系统,造成真空系统失压;在工作状态下,将负压引入阀体内进行真空转换,使得阀芯打开,利用压差将污水排入污水处理系统。

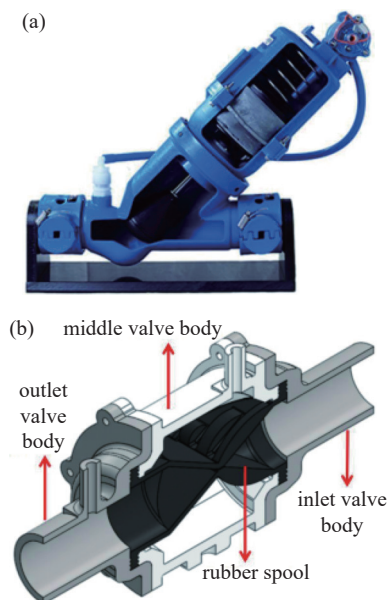


图2 真空界面阀结构图。(a)角座式真空界面阀,(b)夹管式真空界面阀

Fig. 2 Structure diagram of vacuum interface valve. (a) Angle-seated vacuum interface valves, (b) pinch vacuum interface valve

2 橡胶本构模型拟合

阀芯采用橡胶材料注塑而成,橡胶是一种由高分子化合物组成的材料,由于橡胶具有良好的拉伸性、抗撕裂性,能够承受较大的拉伸剪切力,同时还具有耐化学性,能够在恶劣的环境下保持其性能,因此被广泛用于汽车制造、阀门工业等领域。

橡胶材料受到外界载荷作用下产生弹性形变^[11],解除外界载荷恢复原形,称为超弹性形变,这种材料称为超弹性材料。超弹性材料力学性能描述通常分为五大类^[12],分别为应力-应变关系、材料参数、应力能量函数、应变能密度曲线、剪切模量的渐进行为。现如今最常用的本构模型有 Yeoh 模型和 Ogden 三阶模型等^[13],利用橡胶材料实验数据^[14]结合数值分析可确定橡胶材料本构模型参数。

2.1 Yeoh 模型

Yeoh 模型高度非线性的材料模型,其应变能密度公式为:

$$W = \sum_{i=1}^3 C_{i0} (\bar{I}_1 - 3)^i + \sum_{i=0}^3 \frac{1}{D_i} (J - 1)^{2i} \quad (1)$$

式中, C_{i0} 和 D_i 均为模型的待定材料参数, J 为弹性体积比, $\bar{I}_1$ 为应变不变量, 表达式为 $\bar{I}_1 = \bar{\lambda}_1^2 + \bar{\lambda}_2^2 + \bar{\lambda}_3^2$, λ_1, λ_2 和 λ_3 为主伸长率, $\bar{\lambda}_i = J^{-\frac{1}{3}} \lambda_i$, 当材料可看作不可压缩体积时, 此时 $J=1$, 因此 $\bar{\lambda}_i = \lambda_i$ 。当处于材料形变量较小的情况下, C_{10} 代表初始剪切模量; 当 $i=2$ 时 C_{20} 为负, 在中等变形下可反映橡胶材料的软化情况; 当 $i=3$ 时 C_{30} 为正, 可描述在大变形情况下材料的硬化现象。

2.2 Ogden 模型

Ogden 模型应变能密度函数为:

$$W = \sum_{i=1}^N \frac{\mu_i}{\alpha_i} (\bar{\lambda}_1^{\alpha_i} + \bar{\lambda}_2^{\alpha_i} + \bar{\lambda}_3^{\alpha_i} - 3) \quad (2)$$

其中 α_i 为描述材料非线性参数, μ_i 是与每个 α_i 相关的材料参数, λ_1, λ_2 和 λ_3 为主应变。 N 为模型中的参数数量, 当 $N=1$ 时, 代入式 (2) 可得到 Mooney-Rivlin 模型。

2.3 实验材料样本参数

橡胶阀芯采用橡胶磨具浇筑而成, 橡胶浇筑材料采用 DPI8400, DPI8400 是一种粘度低, 流动性好, 固化快, 对硅胶磨具腐蚀性小, DPI8400 由 A、B、C 三种液体构成, 通过调节 C 液的分量, 能够调节三液型真空聚氨酯橡胶的硬度, 具体材料参数由下表 1 所示。

表 1 DPI8400 材料参数

Tab. 1 DPI8400 material parameters

项目	技术参数	材料成分
A 液	黑色	多元醇
B 液	无色	异氰酸酯
C 液	乳白色	氢气二甲基硅氧烷, 二甲基硅醇

根据重量比精确称重, 将 C 液倒入 A 液中, 搅拌均匀分别将 A、B 二液在真空箱中进行真空脱泡处理, 调整三种液体比例, 浇铸成型不同硬度的三液型真空聚氨酯橡胶硬度, 下表 2 为三种材料样本具体物性参数。

将橡胶材料样本 1、2、3 进行室温情况下单轴拉伸实验, 得到应力-应变关系如下图 3 所示。

表 2 三种材料样本物性参数

Tab. 2 Physical property parameters of three material samples.

参数	单位	样本 1	样本 2	样本 3
混合比	A:B:C	100:100:0	100:100:50	100:100:150
硬度	ShoreA	90	80	60
拉伸强度	kg/cm ²	180	140	70
伸长率	%	200	240	280
扯裂强度	kg/cm	70	60	30
回跳弹性	%	50	52	56
收缩率	%	0.6	0.5	0.4

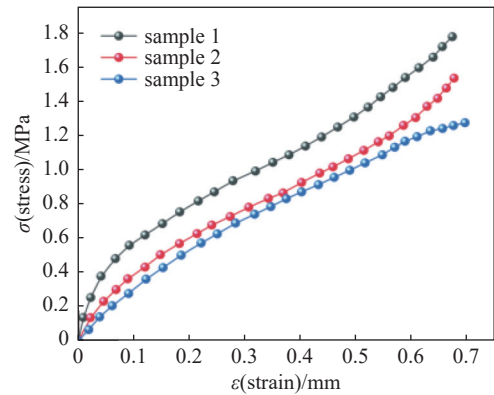


图 3 实验样本应力-应变图

Fig. 3 Stress-strain plot of experimental samples

2.4 样本数据拟合

2.4.1 yeoh 模型拟合

在单轴拉伸试验条件下 $i=1$, 因此将 Yeoh 模型的应变能密度函数可化为:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{20}(I_2 - 3)^2 \quad (3)$$

根据 Piola-Kirchhoff 应力和 Cauchy-Green 应变间的关系, 将本构非线性橡胶材料进行线性化拟合, 即可求得 σ_i 与 λ_i 之间的关系式 (4):

$$\sigma_i = 2 \left(\lambda_i - \frac{1}{\lambda_i^2} \right) \left(\frac{\partial W}{\partial I_1} + \frac{1}{\lambda_i} \frac{\partial W}{\partial I_2} \right) \quad (4)$$

式中 $\lambda_i = 1 + \varepsilon_i$, ε_i 为拉伸方向的应变, 将式 (3) 带入式 (4) 可得:

$$\frac{\sigma_1}{2 \left(\lambda_1 - \frac{1}{\lambda_1^2} \right)} = C_{10} - 6C_{20} \left(\lambda_1^2 + \frac{2}{\lambda_1} \right) \quad (5)$$

$\lambda_1^2 + \frac{2}{\lambda_1}$ 为横坐标 x , $\frac{\sigma_1}{2 \left(\lambda_1 - \frac{1}{\lambda_1^2} \right)}$ 为纵坐标 y , 将数据进行拟合得到下图 4。

因此由 yeoh 模型拟合曲线可得出 $C_{10}=0.50231$, $C_{20}=0.09331$ 。将单轴拉伸试验数据与 ANSYS 材料库中的数据进行拟合得下图 5, 可知 $C_{10}=0.53782$,

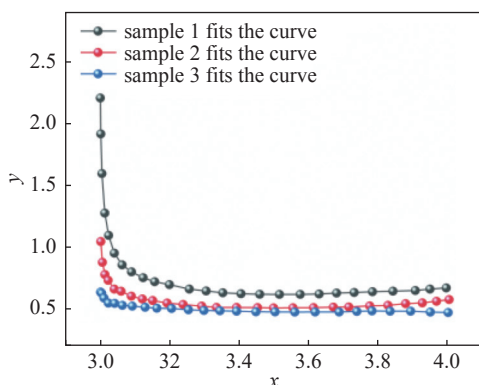


图4 yeoh 模型拟合曲线

Fig. 4 The yeoh model fits the curve

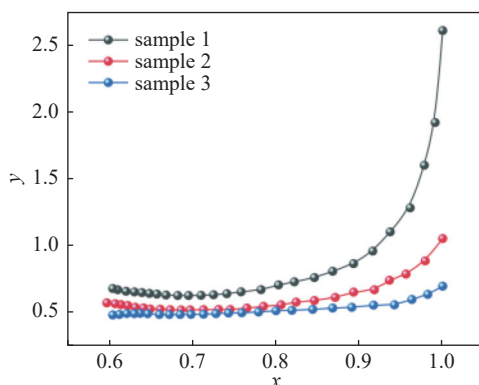


图6 Mooney-Rivlin 模型拟合曲线

Fig. 6 The Mooney-Riflin model fits the curve

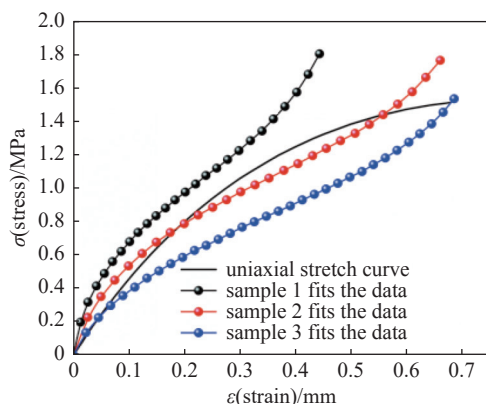


图5 ANSYS 中 yeoh 模型拟合曲线

Fig. 5 The yeoh model fits the curve in ANSYS

$C_{20}=0.89371$ 。由此可见样本 2 实验数据与 yeoh 模型较吻合。

2.4.2 Mooney-Rivlin 模型拟合

当 $N=1$ 时, Ogden 模型可简化为 Mooney-Rivlin 模型, 其应变能密度函数为:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (6)$$

式中 C_{10} 和 C_{01} 为模型中的材料参数, I_1 和 I_2 是应变不变量, 拟合曲线如图 6, C_{10} 为其截距值, C_{01} 为其斜率, 可得到样本 1 的 $C_{10}=0.1789$, $C_{01}=0.9047$, 样本 2 的 $C_{10}=0.3589$, $C_{01}=0.8047$, 样本 3 的 $C_{10}=0.5039$, $C_{01}=0.3047$, 对其进行拟合, 结果图下 图 7。由于与模型的曲线所给出的单轴拉伸曲线相差过大, 因此, Mooney-Rivlin 模型不适合该三种材料。

2.5 结构分析模型与网格划分

真空界面阀橡胶阀芯在真空泵站所产生的真空度下, 可以正常开启和关闭, 对真空界面阀的流通性能有着决定性作用, 真空界面阀橡胶阀芯开启真空度为 15 ~ 70 kPa^[15]。

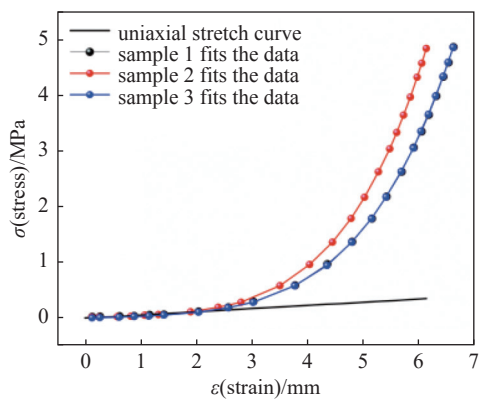


图7 ANSYS 中 Mooney-Rivlin 模型拟合曲线

Fig. 7 The Mooney-Riflin model fits the curve in ANSYS

受到阀体外壳以及一般橡胶阀芯厚度的影响, 将橡胶阀芯厚度定为 3 mm; 阀芯长度为 108.5 mm, 阀芯进出口直径为 38 mm, 阀芯外径为 60 mm, 阀芯形变过程中, 形变张开量由阀芯宽度所决定, 阀体内壁尺寸为 76 mm, 将阀芯宽度设为 73.5 mm, 如图 8(a) 所示; 同时保证阀门在全开状态下正常开合, 将中部及两侧加强筋高度设为 6.5 mm, 宽度设为 8 mm, 既能保证加强筋对阀门闭合时提供地下压力, 又能防止橡胶阀芯形变过程中与壳体内壁接触, 如图 8(a)、8(b) 所示。在阀芯形变过程中为了防止两侧破损, 因此加入了半径为 6.75 mm 的半球形加固结构, 并且延长 2.46 mm 与最外侧加强筋相连, 最大程度保证了阀芯强度, 如图 8(a) 所示。具体阀芯结构如下 图 8 所示。

夹管式真空界面阀的阀门优化原则主要包括密封性能优化、耐久性优化、维护便捷性优化、通过性优化四点, 由于阀体采用 图 2(b) 所示三段式结构, 阀芯采用橡胶材料, 保证了其密封性、耐久性、维护便捷性, 因此对阀门通过性进行优化。探究

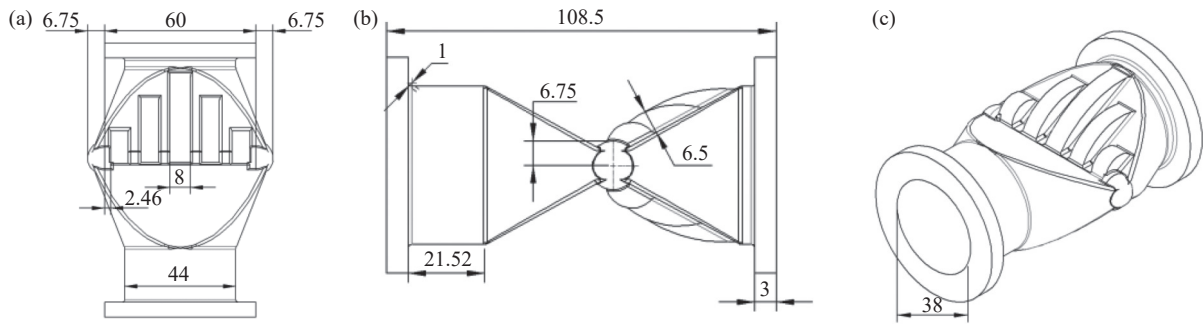


图8 阀芯结构。(a)阀芯俯视图,(b)阀芯左视图,(c)阀芯等轴测图

Fig. 8 Spool construction. (a) Top view of the spool, (b) left view of the spool, (c) isometric drawing of the spool

阀芯的结构对其形变量产生的影响,改变非加强筋一侧的斜面尺寸,水平端面尺寸示意图如图9,端面水平距离分别为 33 mm, 37.375 mm, 41.75 mm, 46.125 mm, 50.5 mm 五种结构。

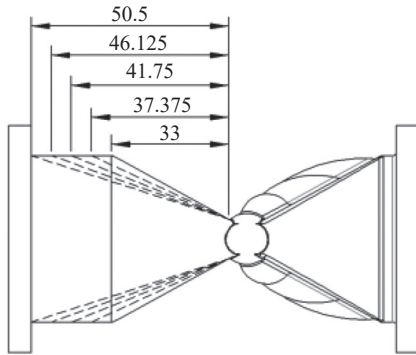


图9 水平端面距离示意图

Fig. 9 Schematic diagram of horizontal end face distance

将模型导入 ANSYS 中进行非结构化网格划分,为了网格尺寸对仿真结果影响。以 33 mm 模型,开度为 100% 为例,完成网格无关性验证。从表 3 中可知,在网格尺寸小于等于 3 mm 时,最大形变量基本不变,考虑到计算资源与计算精确,因此将网格尺寸设置为 3 mm。

表 3 网格独立性验证

Tab. 3 Grid independence verification

网格尺寸/mm	单元数	节点数	最大形变量/mm
2	131859	358661	21.38
2.5	116214	282934	21.49
3	93200	192553	21.49
3.5	90799	177741	21.73

2.6 流场分析模型与网格划分

CFD 是一门研究流体力学现象及其数值计算方法的学科,基于数学模型和计算方法,通过数值模拟来研究流体在不同条件下的运动、变形和相互

作用。利用该技术可以更好地理解和优化流体系统的行为与性能,并且在描述橡胶等超弹性材料的变形行为时,通过流体力学的理论和实验方法,可以了解橡胶材料在不同应力和应变条件下的行为,为橡胶等超弹性材料制品的设计和应用提供基础。

为探究五种结构模型在全开状态下的通过性,利用 CFD 对各模型进行稳态流场分析,结合 DPM 粒子模型,检测出口各尺寸粒子所占百分比,验证阀芯通过性。在前处理中抽取阀门流体域,由于进、出口管长较短,为了提高计算精度,得到稳定流场,对流体域进、出口进行适当处理拉伸,因此将进口端管长取 $3d$,出口端管长为 $5d$; d 为真空界面阀阀门直径,数值为 32 mm。对不同结构模型在 70 kPa 下全开状态进行流场域的抽取,其流场域模型如下图 10 所示。整体计算域采用非结构化四面体划分,

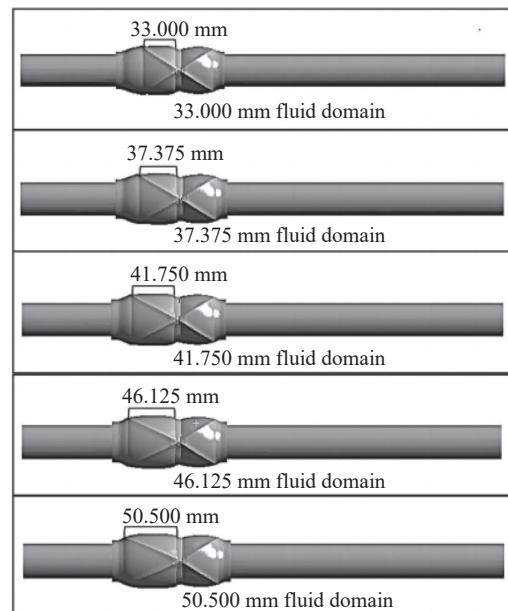


图10 不同结构模型下流场域

Fig. 10 Lower stream field under different structural models

以网格单元尺寸为自变量划分网格,观察模拟结果中出口质量流率的变化,以 33 mm 模型为例完成网格独立性验证,具体如下表 4 所示。当网格尺寸为 1.5 mm 时,出口的质量流率基本不变,因此网格尺寸设置为 1.5 mm,为了提高流场模型的网格质量,对流场模型两侧网格质量低的特征进行局部网格加密,加密尺寸为 0.1 mm,具体网格如下图 11 所示。

表 4 网格独立性验证

Tab. 4 Grid independence verification

网格尺寸/mm	单元数	节点数	出口流量/ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
0.5	8704600	2156969	0.033
1	3261684	628431	0.035
1.5	2016819	386252	0.035
2	1706193	332858	0.041

3 仿真模拟与分析

3.1 压强对阀芯形变量影响

阀芯开启最大真空度为 70 kPa, 设置压强变化分别 15 kPa、42 kPa、70 kPa, 阀芯两端为固定。

以原始模型 33 mm 的橡胶阀芯为探究对象,在压强不同的情况下,橡胶阀芯形变曲线如下图 12 所示。负压由 0 逐渐增大时,阀芯形变逐渐增大,根据图 12(a) 阀芯最大形变曲线所示,随着压强不同,阀芯最大形变曲线 α 不同,在 15 kPa 的压强下,曲线增加较缓慢,斜率较小,单位时间下 α 最小,随着时间增大,曲线斜率变化不大;压强 42 kPa 的情况下,曲线斜率相较于压强 15 kPa 工况下增大,随着时间增大,曲线斜率逐渐减小,单位时间下 α 逐渐减小;压强 70 kPa 下,曲线斜率最大,在 0.4 s 时,曲线有明显转折,这是橡胶材料的硬化作用导致的,由于 70 kPa 工况下形变较大,此时较接近于材料屈服点,塑性应变的增加,材料变得更硬、更难以形变。

在不同压强下,橡胶阀芯平均形变曲线如下图 12(b) 所示。阀芯平均形变量 β 与最大形变规律相似,随着压强的增大,曲线斜率逐渐增大,单位时间下 β 逐渐增加;同一工况压强条件下,随着时间推移,曲线斜率减小,单位时间下 β 减小。

对于不同压强下阀门的形变状态,仿真形变云图如图 13 所示。从云图可以看出最大形变处都位于阀芯中部,在 15 kPa、42 kPa、70 kPa 下,最大形变量分为 8.886 mm、17.579 mm、21.176 mm,并且

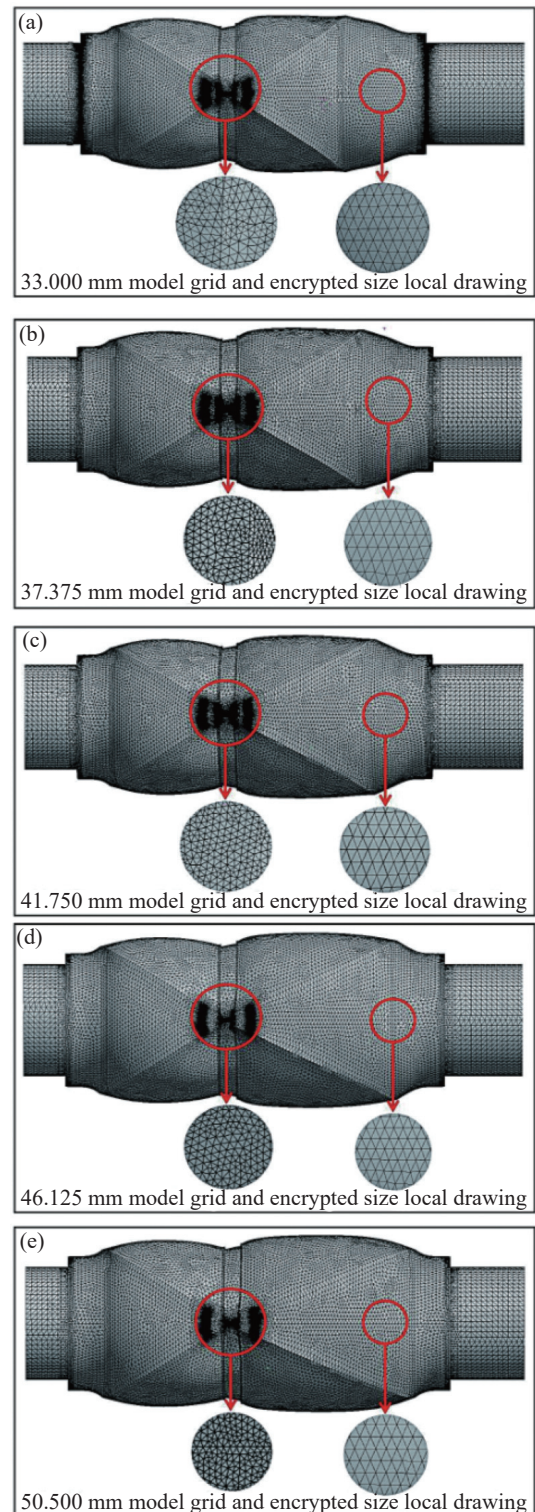


图 11 网格及加密尺寸局部图。(a) 33 mm 模型网格图, (b) 37.375 mm 网格图, (c) 41.75 mm 网格图, (d) 46.125 mm 网格图, (e) 50.5 mm 网格图

Fig. 11 Partial view of grid and encryption dimensions. (a) 33 mm model grid view, (b) 37.375 mm model grid view, (c) 41.75 mm model grid view, (d) 46.125 mm model grid view, (e) 50.5 mm model grid view

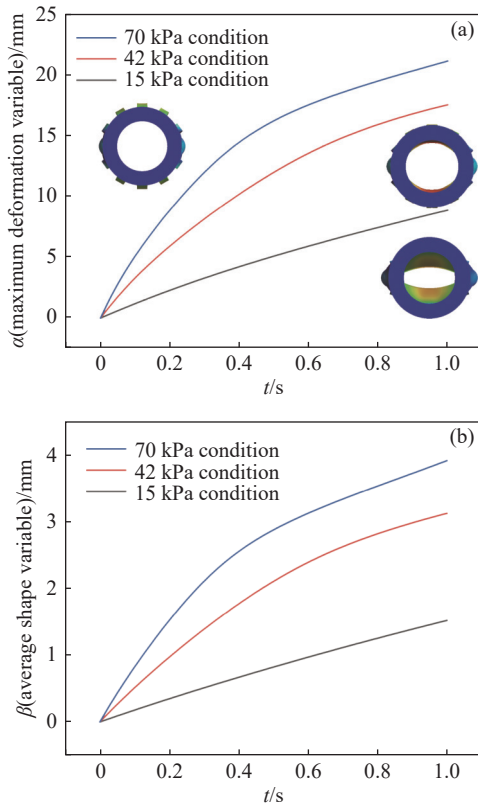


图12 不同压强下橡胶阀芯形变曲线。(a)阀芯最大形变曲线, (b)阀芯平均形变曲线

Fig. 12 Deformation curve of rubber valve core under different pressures. (a) Maximum deformation curve of the spool, (b) average spool deformation curve

最大形变处都位于阀芯中部, 并且越靠近阀芯两端, 阀门形变量越小。从云图正面看, 15 kPa 压强较小, 阀门的开启度较小, 由于真空界面阀橡胶阀芯开启真空度为 15 ~ 70 kPa, 在 15 kPa 条件下, 阀门能够正常开启, 因此该结构满足真空界面阀橡胶阀芯开启真空度要求。

3.2 水平端面尺寸对阀芯形变量影响

真空界面阀开启真空度最大为 70 kPa, 边界条件设置阀芯受到的内外压强差为 70 kPa, 阀芯两端为固定。具体全开状态最大形变量 M 数据如图 14 所示。随着时间的推移, 模型形变量增大, 在同一时刻下的各模型 M 差值减小, 对应最大形变量分别为 21.176 mm、21.49 mm、21.652 mm、21.749 mm、21.887 mm。水平端面距离越大的模型最大形变量 M 越大, 并且在形变过程中, 水平端面距离越大的模型在任意时刻的 M 始终大于水平端面距离小的, 因此阀门能够通过的污物的最大体积越大, 阀门抗堵塞能力也越强。

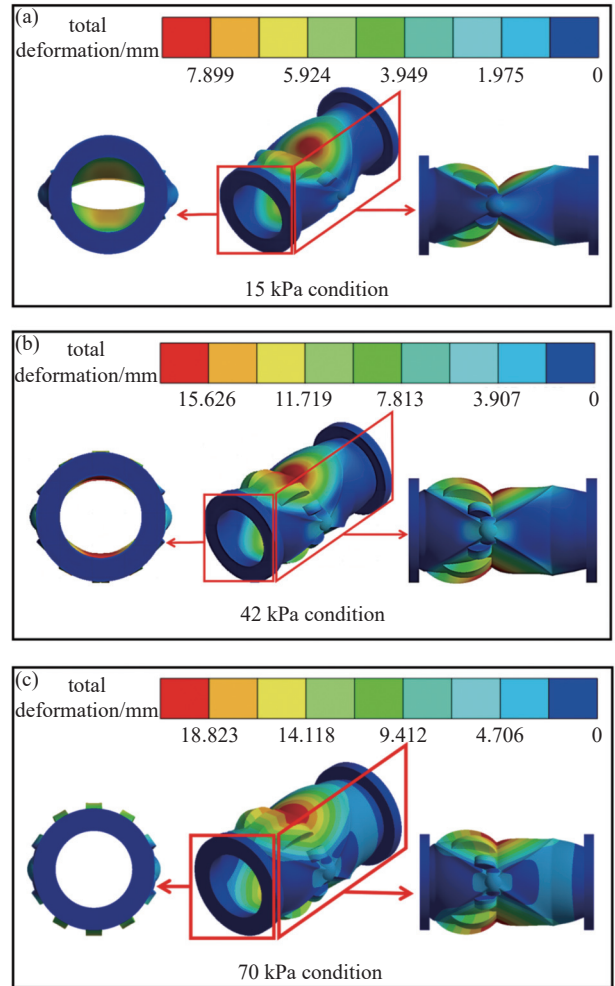


图13 不同压强下的形变云图。(a) 15 kPa 工况形变云图, (b) 42 kPa 工况形变云图, (c) 70 kPa 工况形变云图

Fig. 13 Deformation cloud at different pressures. (a) 15 kPa working condition deformation contour, (b) 42 kPa working condition deformation contour, (c) 70 kPa working condition deformation contour

阀芯在开启过程中的平均形变量反映出阀芯整体结构的形变程度。具体平均形变量 D_A 数据如图 15 所示。与最大形变量规律相同, 水平端面距离越大的模型 D_A 始终大于水平端面距离小的模型, 33 mm、37.375 mm、41.75 mm、46.125 mm、50.5 mm 模型在全开度下平均形变量分别为 3.9173 mm、3.9595 mm、4.0246 mm、4.0841 mm、4.1515 mm, 因此对于五个不同模型, 50.5 mm 阀芯模型在任意阶段下, 最大形变量与平均形变量均优于其他四个模型, 在相同时间排污情况下, 50.5 mm 的阀芯能够通过污物的体积更大。

对于阀门 70 kPa 工况下各模型的形变状态, 仿真形变云图如图 16 所示。从云图可以看出, 模型的

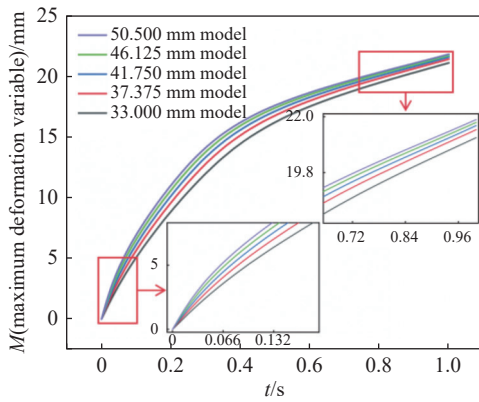


图14 不同结构下橡胶阀芯最大形变量

Fig. 14 Maximum shape variable of rubber spool under different structures

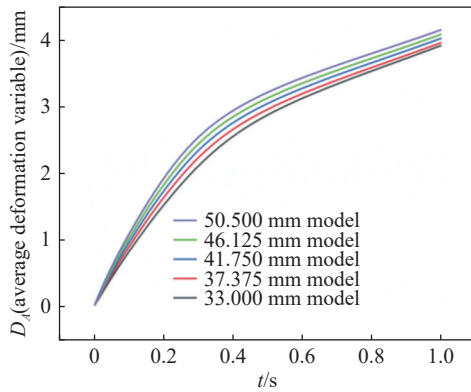


图15 不同结构下橡胶阀芯平均形变量

Fig. 15 Average shape variable of rubber spool under different structures

最大形变处都位于阀芯中部,并且越靠近阀芯两端,阀门形变量越小,这是由于阀芯采用鸭嘴形的结构

导致。在形变过程中,中部与两侧斜面逐渐形变张开,两端向中部收缩,使得阀芯获得最大的容积,保证进出口尺寸不变的情况下,阀门的流通效率得到保障。结合图16中图例,50.5 mm模型由于水平端面距离最大,因此形变范围以及形变尺寸均优于其他模型。

3.3 水平端面尺寸对应力的影响

在阀门形变过程中,橡胶会发生塑性变形^[16],各模型橡胶阀芯所受最大等效应力 γ 如下图17所示。50.5 mm模型全过程应力始终大于其余四种模型,在达到全开工况下时,50.5 mm模型 γ 为69.897 MPa。33 mm模型应力始终最小,在全开工况下时, γ 为24.262 MPa。在形变初期,37.375 mm、46.125 mm、41.750 mm三种模型所受应力相差不大,在0.3 s之后37.375 mm模型较另外两种模型应力变化较大,在达到全开工况下时,其 γ 为37.153 MPa。46.125 mm、41.750 mm两种模型在形变过程中,应力曲线变化规律相似,在两者都达到全开工况下,41.750 mm、46.125 mm模型 γ 分别为29.548 MPa、29.54 MPa。因此可知水平端面距离增大,其 γ 变化为先增后减,在50.5 mm模型下其应力又剧增。

对于阀门全开状态下所受应力状态。各模型等效应力云图如图18所示。从各模型云图中可知,模型的最大应力都集中于橡胶阀芯内壁两侧狭窄处,这往往也是阀门失效破损处。已知样本2的拉伸强度为137.2 MPa,所受应力最大的50.5 mm模型应力为69.897 MPa,远远小于样本2的拉伸强度,

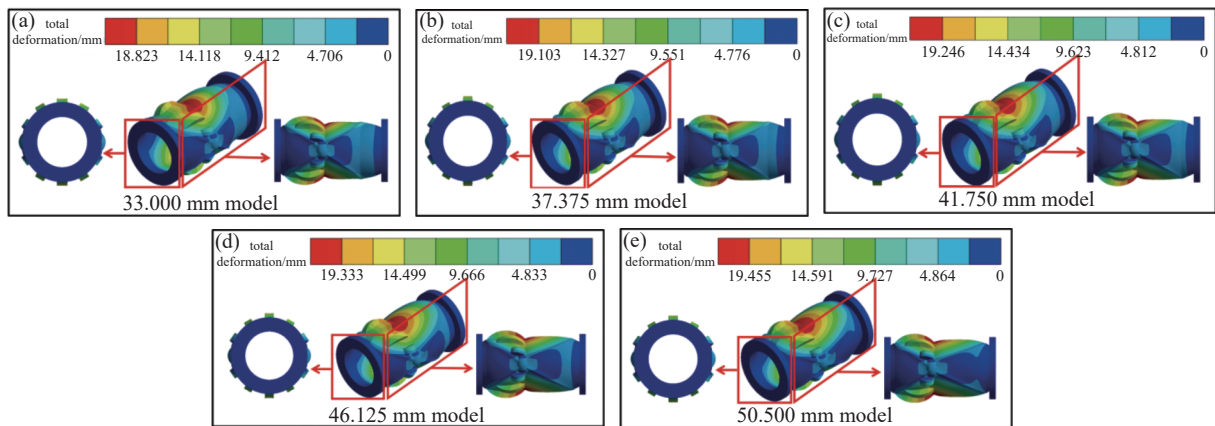


图16 不同结构下橡胶阀芯形变云图。(a) 33 mm模型形变云图,(b) 37.375 mm模型形变云图,(c) 41.75 mm模型形变云图,(d) 46.125 mm模型形变云图,(e) 50.5 mm模型形变云图

Fig. 16 Cloud diagram of rubber spool deformation under different structures. (a) 33 mm model deformation contour, (b) 37.375 mm model deformation contour, (c) 41.75 mm model deformation contour, (d) 46.125 mm model deformation contour, (e) 50.5 mm model deformation contour

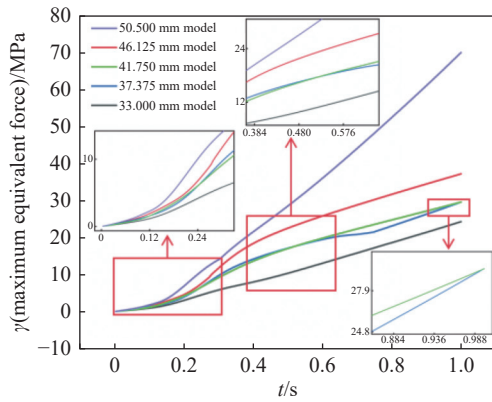


图17 不同结构下橡胶阀芯最大等效应力

Fig. 17 Maximum equivalent force of rubber valve core under different structures

符合设计要求。

3.4 流场数值模拟与分析

流场模拟设置为单相流稳态计算, 湍流模型采用 SST k - ω 模型, 流体设置为水, 重力设置为 -9.81 m/s^2 , 设置压力入口, 压力出口, 入口压强设置为大气压, 压力出口负压设置为 70 kPa, 水力直径为 32 mm。管壁设置为 wall, 壁面 DPM 离散相模型条件设置为 trap, 用以模拟污水流经阀门管道时, 壁面对污水颗粒的粘附作用。离散相 DPM 粒子喷射源类型为 surface, 从入口释放, 直径分布为 rosin-rammler, 总流量为 1 kg/s。根据污水悬浮物粒径标准解析^[17], 城市污水处理设备一体化, 水中的悬浮物质是颗粒直径约在 1 ~ 10 mm。因此设置 DPM 最

小直径为 1 mm, 最大直径为 10 mm, 平均直径设为 5 mm, 采用压力速度耦合 Coupled 算法。本次计算收敛结果较为理想, 迭代计算 230 次达到设计残差值, 从而收敛计算。

离散相采样边界选出口边界, 监测出口处不同尺寸粒子所占百分比, 具体数据如图 19 所示。由图 19 可知, 水平端面距离与各尺寸粒子在出口粒子所占百分比成正比, 并且粒子的直径与出口粒子百分比呈现正态分布的趋势, 具体表现为直径 4.9 mm 的颗粒所占百分比均接近于 25%, 随着粒子直径增大或减小, 出口粒子百分比均降低。出口粒子中任意粒子直径所占百分比, 均为 50.5 mm 模型最大。考虑到阀门结构优化, 不仅要保证其通过性, 还要保证橡胶阀芯应力较小, 以 33 mm 模型所受应力为基准, 其余模型应力的增加量与 33 mm 模型所受应力的比值为应力增大率。具体阀门出口粒子所占百分比与应力增大率如下表 5 所示, 50.5 mm 模型通过性最佳, 但其所受应力相较于 33 mm 模型, 应力增大率为 188%, 综合考虑最优结构为 46.125 mm 模型。该模型相较于除了 50.5 mm 以外模型而言, 出口平均粒子直径所占百分比和出口最大粒子直径所占百分比均为最大, 与 50.5 mm 模型相比, 出口平均粒子直径所占百分比和出口最大粒子直径所占百分比相差不大, 但应力幅值得到大幅度减小。因此将阀芯通过性强且所受应力较小的结构模型无加强筋一侧水平端面距离与有加强筋一侧水平

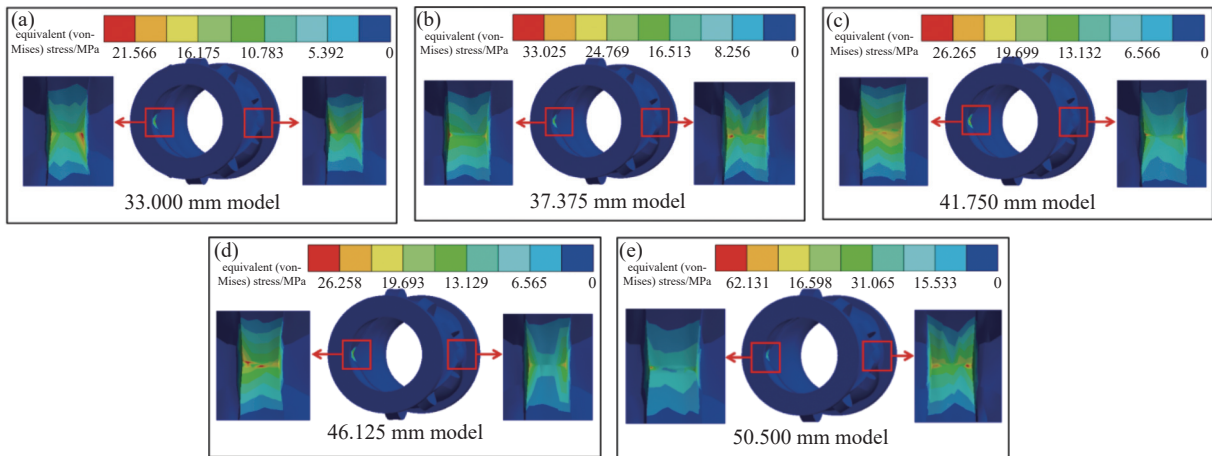


图18 不同结构下阀芯等效应力云图。(a) 33 mm 模型应力云图, (b) 37.375 mm 模型应力云图, (c) 41.75 mm 模型应力云图, (d) 46.125 mm 模型应力云图, (e) 50.5 mm 模型应力云图

Fig. 18 Iso-effect force cloud diagram of valve core under different structures. (a) 33 mm model stress contour diagram, (b) 37.375 mm model stress contour diagram, (c) 41.75 mm model stress contour diagram, (d) 46.125 mm model stress contour diagram, (e) 50.5 mm model stress contour diagram

端面距离的比值定义为最佳设计参数比,该最佳设计参数比 1.40:1,具体如下图 20 所示。

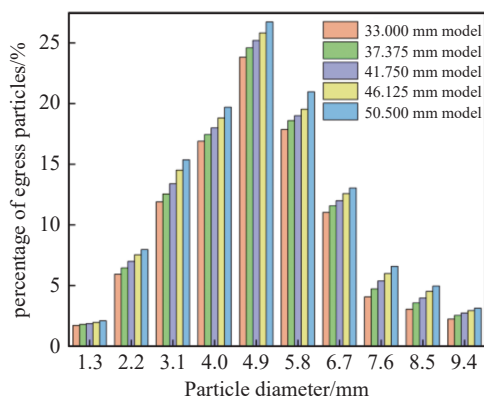


图19 不同模型出口粒子所占百分比

Fig. 19 Percentage of exported particles from different models

表 5 模型应力增大率以及出口粒子百分比

Tab. 5 The rate of stress increase in the model and the percentage of particles egress

水平端面距离/mm	33	37.375	41.750	46.125	50.5
出口平均粒子直径所占百分比/%	24.221	24.491	24.749	24.918	25.031
出口最大粒子直径所占百分比/%	2.229	2.532	2.729	2.930	3.130
应力增大率/%	0	53	21	21.8	188

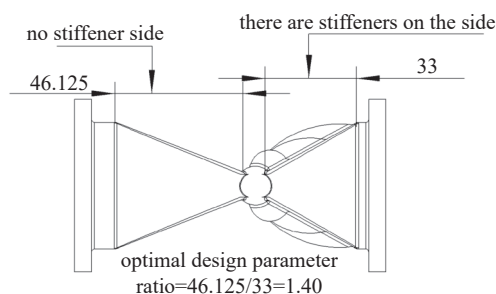


图20 最佳设计参数比图

Fig. 20 Optimal design parameter ratio

3.5 流场分析

为探究出口粒子的直径与出口粒子百分比呈现正态分布的原因,壁面采用 trap,颗粒有一部分会吸附于壁面,造成粒子损耗。图 21 为不同模型颗粒图,由图可知,污水颗粒在阀门内的分布情况与其直径有关,离出口越远的颗粒直径越大,直径越大粒子质量越大。由于壁面对于粒子的捕捉,33 mm

模型捕捉粒子为 912, 37.375 mm 模型捕捉粒子为 807, 41.75 mm 模型捕捉粒子为 716, 46.125 mm 模型捕捉粒子为 695, 50.5 mm 模型捕捉粒子为 541。随着模型水平端面距离结构的增大,壁面粒子捕捉的数目逐渐减少。这是阀门的平均形变量以及最大形变量所导致的,33 mm 模型平均形变量以及最大形变量均为最小,直径大的粒子在进入阀门时,相对于直径小的粒子,速度较小,考虑萨夫曼剪切提升力^[18]的影响,其公式为:

$$F_{\text{lift}} = -2\pi a \eta u^2 \nabla \quad (7)$$

其中 F_{lift} 为剪切提升力的矢量,表示颗粒所受的力, a 为颗粒半径, η 是流体的动力粘度, u 是流体速度矢量, ∇ 表示梯度运算。重力大于萨夫曼剪切提升力,粒子做类抛物线运动,由于形变较小,粒子相对壁面距离更近,壁面所捕捉的粒子最多。其余模型同理,因此可知阀门形变量与壁面对直径大粒子捕捉数目成反比,同时说明图 19 中直径越大的粒子在出口占比越小的原因。在给水管中,如果颗粒的速度小于流体的速度,萨夫曼升力会推动颗粒向管心运动,因此直径在中等程度的粒子被壁面捕捉较少。

速度分布结果如下图 22 所示。污水在经过管道及阀门时,流体速度是呈现正态分布的趋势,具体表现为,管道以及阀门内部中间的污水速度最大,由于受到液体粘度影响,在靠近壁面两端速度逐渐变小,当污水由管道进入阀门的瞬间,阀门内部空间较管道而言,空间较大,因此越靠近壁面的污水在进入阀门时,速度衰减较快,以 50.5 mm 模型为例,当污水位于管道时,靠近管道壁面的污水流速为 8.58 m/s,进入阀门的瞬间,速度衰减为 3.48 m/s,并且越靠近阀门壁面时,速度梯度越大,由于受到靠近壁面污水速度衰减的影响,中间部分的污水速度也有一定程度的衰减;当靠近出口时,阀门空间较出口管道而言较大,因此当污水进入出口管道时中间部分的污水速度梯度呈现射流状,速度最大时达到 11.61 m/s。当阀门尺寸不同时由于阀门形变量不同,因此相对应的阀门内部空间不同,所导致的污水速度有所差异。随着速度的变化,受到萨夫曼剪切提升力影响,颗粒的惯性产生与流体不同的速度,加强颗粒向管壁处运动,由图 21 可知,粒子直径较小的颗粒,速度越大,由图 22 速度云图可知,直径较小的颗粒受到萨夫曼剪切提升力作用,朝着壁面

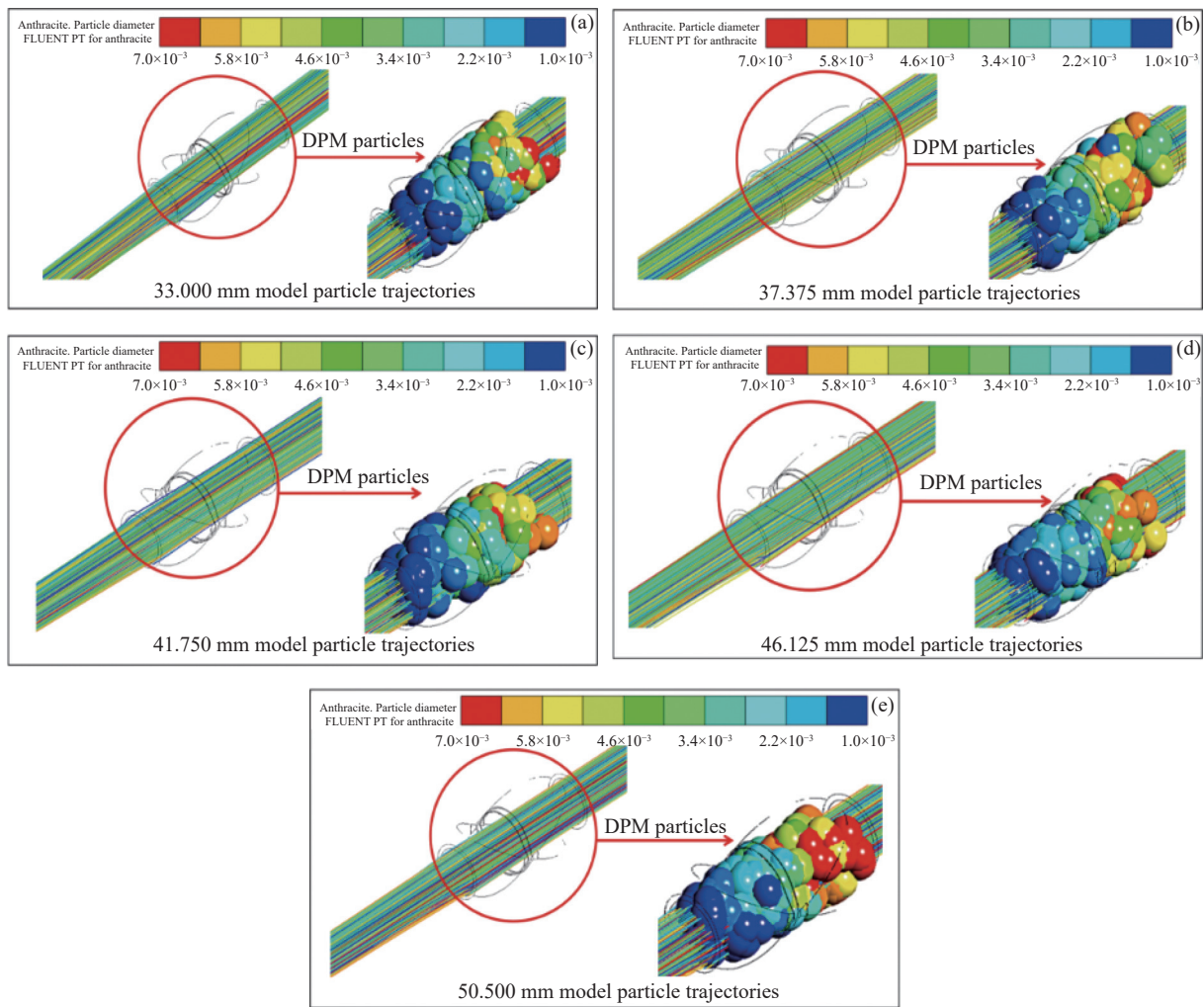


图21 不同模型颗粒图。(a) 33 mm 模型颗粒图, (b) 37.375 mm 模型颗粒图, (c) 41.75 mm 模型颗粒图, (d) 46.125 mm 模型颗粒图, (e) 50.5 mm 模型颗粒图

Fig. 21 Particle maps of different models. (a) Particle plot of the 33 mm model, (b) particle plot of the 33 mm model, (c) particle plot of the 33 mm model, (d) particle plot of the 33 mm model, (e) particle plot of the 33 mm model

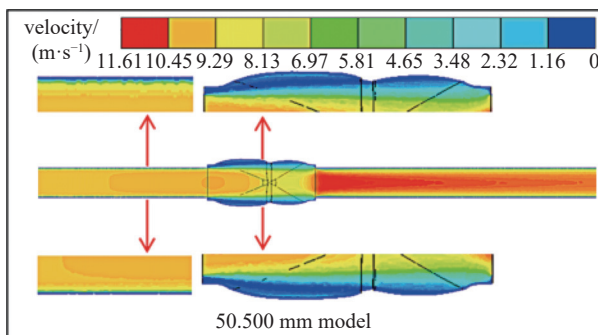


图22 速度场云图

Fig. 22 Velocity field cloud map

运动, 结合图 19 中直径越小的粒子在出口占比越小, 因此粒子直径越小的颗粒被壁面所捕捉越多。由此结合图 21 与图 22 分析, 较好的说明粒子的直径与出口粒子百分比呈现正态分布趋势的原因。

4 阀芯变形实验验证

将设计的真空界面阀进行 3D 打印, 具体零件如图 23 所示。由图 13 可知 33 mm 模型在不同压强下开度不同, 因此对 33 mm 模型进行开度实验测



图23 真空界面阀零件图

Fig. 23 Vacuum interface valve parts drawing

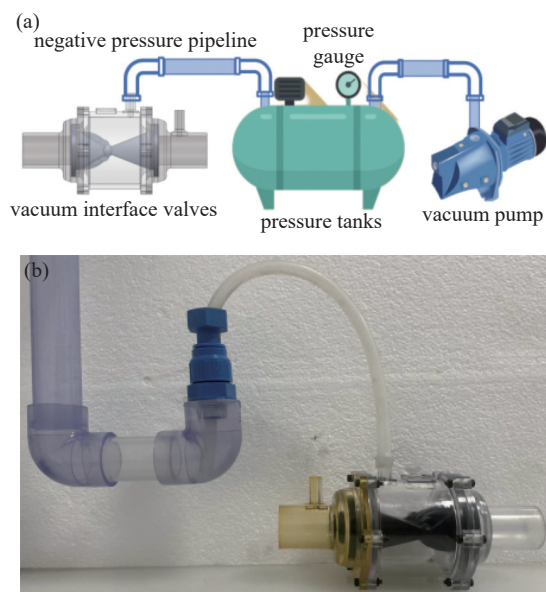


图24 实验原理及实物图。(a)实验原理,(b)实物图

Fig. 24 Experimental principle and physical diagram. (a) Experimental principle, (b) physical drawing

试,将阀门导气管与真空源相连,工况与仿真边界条件对应,实验原理及实物图如下图24所示,将真空源的负压值分别设置为15 kPa、42 kPa、70 kPa,测试阀门在不同压强下的变形程度,具体比较结果如图25所示,实验测绘阀门最大形变量分别为17 mm、34.3 mm、41.1 mm,可知实验与仿真结果相

差不多。

为校验材料强度,结合图18可知,50.5 mm所受应力最大,因此对其进行压强70 kPa下的形变实验,具体实验结果如图26所示,由图可知在形变最大工况下,阀门并未发生破损,该材料强度符合设计要求。

5 总结

本文以橡胶界面阀为研究对象,通过探究不同压强下对阀芯的形变影响、不同结构对阀芯的形变和应力影响,以及阀芯结构对阀通过性的影响规律,现得出以下结论:

(1)通过在不同压强下对33 mm阀门进行数值模拟可知,压强不同情况下,单位时间下的最大形变量和平均形变量逐渐增加;随着时间推移,塑性应变的增加,单位时间下的最大形变量和平均形变量逐渐减小。

(2)通过70 kPa下,对不同结构橡胶阀芯进行数值模拟,水平端面距离越大的模型最大形变量和平均形变量始终大于水平端面距离小的模型。50.5 mm模型形变范围以及形变尺寸均优于其余模型,并且五个模型中,50.5 mm模型应力最大,其应力值为69.897 MPa,小于材料样本2的拉伸强度为

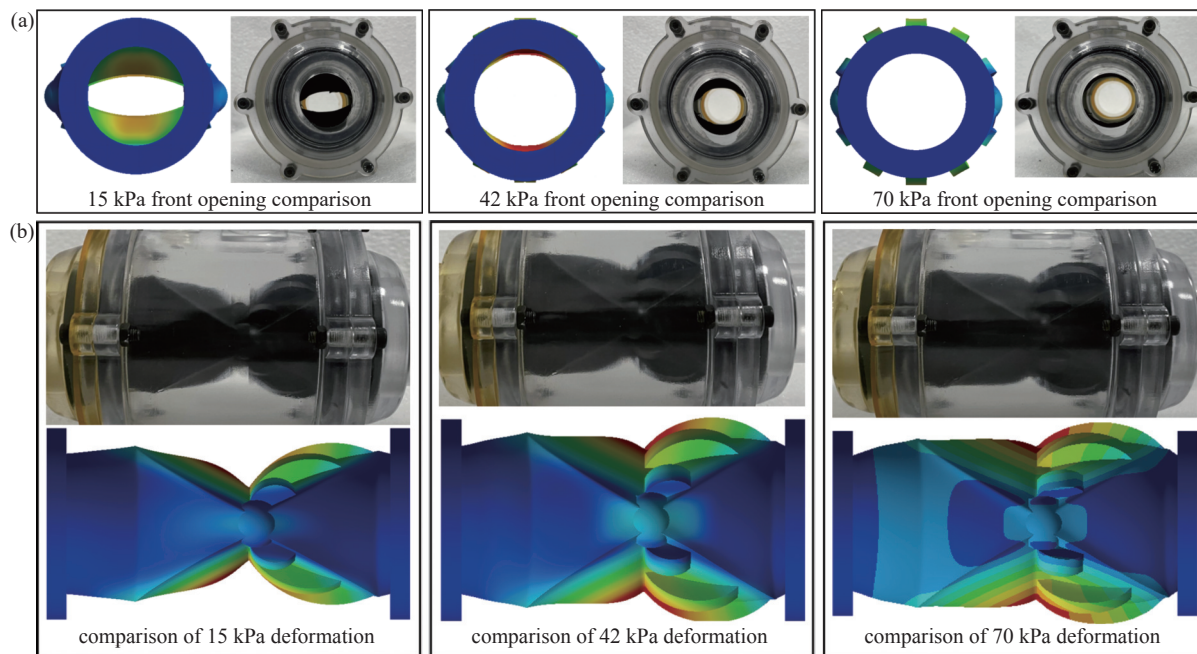


图25 仿真实验对比图。(a)不同压强下正面开度对比图,(b)不同压强下侧面开度对比图

Fig. 25 Comparison of simulation experiments. (a) Comparison of front openings under different pressures, (b) comparison of side openings under different pressures

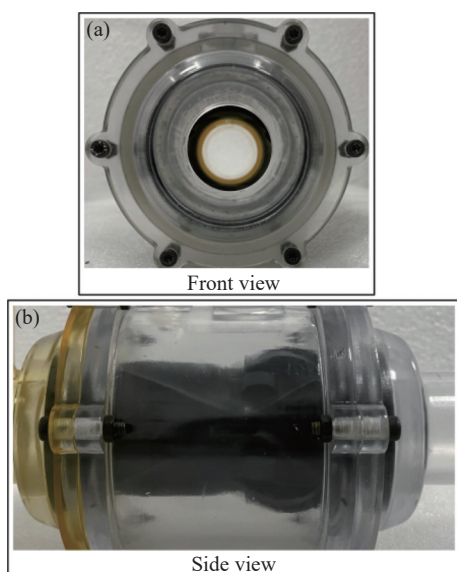


图26 阀芯强度测试。(a)测试正面视角,(b)侧面视角

Fig. 26 Spool strength test. (a) Test the frontal view, (b) the side view

137.2 MPa, 符合设计要求。

(3)通过对全开状态下不同结构模型进行流场分析,比较各尺寸粒子在出口所占百分比的大小来验证其通过性的同时,综合考虑应力及通过性情况,确定最优结构为 46.125 mm 模型,最佳设计参数比为 1.40:1。

(4)颗粒直径越大,重力越大,粒子速度越小,萨夫曼剪切提升力减小,粒子朝着壁面运动被捕捉。随着颗粒直径减小,重力减小,粒子速度增大,萨夫曼剪切提升力增大,逃逸壁面捕捉的粒子较多,因此中等粒子大小在出口所占百分比最大。在粒子直径进一步减小,此时速度进一步增大,萨夫曼剪切提升力大于重力,直径小的粒子被壁面所捕捉,出口所占百分比减小。

参 考 文 献

- [1] Shao Jia, Shan Lijun. The selection and analysis of the vacuum drainage systems[J]. *Energy and Energy Conservation*, 2017, 127(5): 105–106 (邵佳, 单立军. 真空排污系统的选型分析 [J]. *能源与节能*, 2017, 127(5): 105–106(in chinese))
- [2] Fan Shunzhi. Design and application of vacuum sewage system inside ships of the internet of things[J]. *Ship science and technology*, 2021, 43(10): 199–201 (范顺治. 物联网的舰船内部真空排污系统设计与应用 [J]. *舰船科学技术*, 2021, 43(10): 199–201(in chinese))
- [3] Su Lingru, Lan Sidong. Design of vacuum sewage system for cosco passenger ropax vessel[J]. *Guangzhou Shipbuilding Technology*, 2022, 42(1): 26–30 (苏凌茹, 蓝思东. 中远海客滚船真空污水系统设计 [J]. *广船科技*, 2022, 42(1): 26–30(in chinese))
- [4] Yu Qingzhou, Li Bin, Wang Fei, et al. Design and simulation study of angle seat vacuum sewage interface valve[J]. *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))
- [5] Reinhold B, Tostedt(DE). Interface valve for vacuum sewer systems[P]. US, US6575425 B1, 2003–6–10
- [6] Yu Zicheng, Research on interface valve and sewage discharge method of vacuum sewage system[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2009 (余子成. 真空排污系统界面阀及排污方式研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2009(in chinese))
- [7] Yin Husheng. Research on a new interface valve for vacuum drainage system[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2012 (尹户生. 真空排水系统新型界面阀的研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2012(in chinese))
- [8] Sun Jinfeng, Li Zhicheng, Hu Long, et al. Design and flow performance analysis of pinch rubber vacuum interface valve[J]. *Journal of Vacuum Science and Technology*, 2019, 39(12): 1047–1053 (孙金凤, 李志成, 胡龙, 等. 夹管型橡胶真空界面阀的设计及流通过性能分析 [J]. *真空科学与技术学报*, 2019, 39(12): 1047–1053(in chinese))
- [9] Rose M T, Pielstick B D, Jones Z T, et al. Case study: noise reduction of a vacuum-assisted toilet[J]. *Noise Control Engineering Journal*, 2020, 68(4): 294–302
- [10] Chu Xiangqian, Zhu Wu, He Lei. Design of the vacuum toilet system for passenger train[J]. *Vacuum*, 2011, 48(6): 54–57 (褚向前, 朱武, 何磊. 铁路列车真空厕所系统设计 [J]. *真空*, 2011, 48(6): 54–57(in chinese))
- [11] Romi D, Dattatraya R H, Anil K, et al. A hyper-viscoelastic constitutive model for elastomers: a case study of hydrogenated nitrile butadiene rubber and polychloroprene rubber[J]. *Journal of Elastomers & Plastics*, 2023
- [12] Majid S, Ali K, Muhammad Z S, et al. Mechanical characterization and FE modelling of a hyperelastic material[J]. *Materials Research*, 2015, 18: 918–924
- [13] Yu C K, Peng F, Zong Z D, et al. Research on Yeoh-revised hyperelastic constitutive model considering the volume almost incompressible premise for rubber materials[J]. *Journal of Elastomers & Plastics*, 2023

- [14] Hüsni D, Kemal A, Yashar B. On the performance of isotropic hyperelastic constitutive models for rubber-like materials: A state of the art review[J]. *Applied Mechanics Reviews*, 2021, 73(2): 020802
- [15] Han Yanzhao, Cheng Shikun, Yan Jinkan, et al. Negative pressure drainage vacuum toilet flushing noise influencing factors[J]. *Journal of Environmental Engineering*, 2022, 16(4): 1400–1406 (韩彦召, 程世昆, 严巾堪, 等. 负压排水真空便器冲水噪声的影响因素[J]. *环境工程学报*, 2022, 16(4): 1400–1406(in chinese))
- [16] Qiu X W, Yin H S, Xing Q C, et al. Developemt of fatigue life model for rubber materials based on fracture mechanics[J]. *Polymers*, 2023, 15(12): 27–46
- [17] Zhang Yuan, Lin Jianing, Wang Hui, et al. Research on environmental quality standards for surface water in China[J]. *Environmental Science Research*, 2020, 33(11): 2523–2528 (张远, 林佳宁, 王慧等. 中国地表水环境质量标准研究[J]. *环境科学研究*, 2020, 33(11): 2523–2528(in chinese))
- [18] Rousta F, Lessani B, Ahmadi G. Particle dispersion and deposition in wall-bounded turbulentflow[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2023, 158: 104–307

文章简介

真空集污水技术具有防臭、省水、密闭等优点,从源头上黑水和灰水分流处理,几乎成为舰船、高铁及大飞机的标准配置,美国、日本等国家的舰船更是要求全部安装真空系统。真空界面阀是真空系统的关键控制部件,负责将真空环境与大气环境隔离,控制污水由大气压排入真空环境,界面阀的性能直接影响船舰系统运行的安全性、稳定性及乘客的舒适性。本文设计了一种夹管式真空界面阀,利用对橡胶阀芯进行有限元分析,探究压强不同、阀芯结构不同情况下形变量与应力规律,利用 DPM 粒子模型检测出口粒子所占百分比模拟通过性,得出界面阀的最佳设计参数比例为 1.40:1。通过出口粒子呈现正态分布现象,结合粒子轨迹云图、速度云图,分析出口粒子呈现正态分布原因在于直径不同的粒子,质量速度不同,粒子受到重力以及萨夫曼剪切提升力作用不同,解释了出口粒子分布原因。由于阀芯结构导致的形变量不同,使得粒子离壁面的距离不同,因此不同结构模型壁面对粒子的吸收程度也不同,这就使得出口粒子所占百分比不同,由此分析解释了真空界面阀结构不同所导致的阀门通过性差异。

通讯作者介绍



许静,博士、教授、博士生导师,主要从事表面科学及应用、智能流体装备设计等研究。主持国家自然科学基金面上、青年基金等国家/省部级项目 11 项以及企事业单位委托横向课题 15 项;在 *Friction*, *Appl. Surf. Sci.* 等发表 SCI/EI 论文 39 篇,出版专著 1 部;第 1 作者获国内外学术/会议优秀论文奖 6 篇,编制行业/团体标准 15 项;授权发明专利 47 件(转让 8 件),欧美专利 2 件。担任中国腐蚀与防护学会磨蚀与防护专委会理事,中国机械工程学会表面工程分会委员及青年学组特邀专家,摩擦学分会青年论坛组委会委员等。获中国腐蚀与防护学会科学技术奖一等奖、中国海洋工程咨询协会海洋工程科学技术奖二等奖等科技进步奖 5 项(排名均第一);入选中国腐蚀与防护学会最美科技工作者,浙江省高校领军人才培养计划、浙江省科协青年科技人才培养工程、浙江省省级产业工会工作联盟“蕙兰匠心”创新人才库等,成果受学习强国、光明日报、中国教育、浙江日报、浙江电视台、浙江省教育厅广泛报道。

团队介绍

团队主要针对航空发动机、军用舰艇、高铁等领域为代表的机械装备复杂服役环境对表面技术的重大需求,开展功能表界面设计及制备方法、极端环境特种功能涂层、复杂环境流体基础件设计与制造等方面研究。重点内容包括:

(1)多功能界面适应性形性协同设计与制备;(2)表/界面主动增强液流输运机制;(3)流体基础件传力与传质增效控制及应用;(4)智能流体装备设计与制造。