

水下航行器管路气容消声特性试验

张祖提¹, 秦子明², 暴春航¹, 侯凌风¹, 孙坤杰¹, 龙新平^{1*}

(1. 武汉大学 动力与机械学院, 湖北 武汉 430072; 2. 武汉第二船舶设计研究所, 湖北 武汉 430205)

摘要:结合水消声器的工作原理和 underwater 航行器管路系统及水舱特性, 提出了气容水舱消声方法, 通过向水舱中充入一定压力和容量的空气, 形成蓄能式弹性可压缩扩张室消声容腔, 充分利用水下航行器的水舱对通海管路进行消声。对气容水舱消声原理和消声性能进行试验研究, 结果表明气容水舱可以有效降低管路出口处的流量和压力脉动, 阻断噪声传播通道, 降低管路系统水下辐射噪声, 为水下航行器水下辐射噪声控制提供了有效方法。

关键词:水下航行器; 管路系统; 气容水舱; 消声

中图分类号: TB53 文献标志码: A 开放科学(资源服务)标识码(OSID):

文章编号: 1001-2486(2024)03-137-13



与作者互动
听语音
聊科研

Experiment on the noise reduction performance of gas-water cabin in the pipeline system of underwater vehicle

ZHANG Zuti¹, QIN Ziming², BAO Chunhang¹, HOU Lingfeng¹, SUN Kunjie¹, LONG Xinping^{1*}

(1. School of Power and Mechanical Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, China;

2. Wuhan Second Ship Design and Research Institute, Wuhan 430205, China)

Abstract: By integrating the working principles of water silencers with the pipeline system and water cabin characteristics of underwater vehicles, a gas-water cabin silencing method was proposed. Air with certain pressure and volume was filled into the water cabin to form an accumulator-type elastic-compressive expansion chamber silencing cavity, and the water cabin of the underwater vehicle was fully utilized to silence the sea pipeline. Experimental studies were conducted on the silencing principles and performance of the gas-water cabin. The results show that the flow and pressure pulsation at the pipeline outlet is effectively suppressed by the gas-water cabin, the noise propagation pathway of the pipeline is blocked and the underwater radiation noise of the pipeline system is reduced. This gas-water cabin provides a usefully approach on underwater radiation noise reduction of underwater vehicle.

Keywords: underwater vehicle; pipeline system; gas-water cabin; noise reduction

管路系统主要用来传递质量流和能量流, 是水下航行器舱内使用最频繁、种类最繁杂、数量最多、空间分布最广泛、运行工况最复杂的系统设备, 承担着平衡控制、浮力调整、冷却、消防等多种功能, 是保障操纵性能、机动性能、生命力、人员生活环境及水下航行器正常运行的关键, 水下航行器几乎所有的功能实现都需要管路系统参与或辅助参与完成^[1-2]。

管路系统直接与舷外水环境连通, 是水下航行器与外界水环境交互的重要通道, 水下航行器舱内的结构振动噪声及水动力振动噪声将通过管壁和管内流体介质向水中辐射, 构成振动能量向外辐射的“第二通道”, 管壁振动和管内流噪声形

成多源强耦合系统^[3-4], 成为噪声主要传播途径之一, 其直接通过管口向环境辐射, 具有传播距离远、传递效率高等特点, 对水下航行器的隐身性造成重要影响。控制和减小水下航行器管路系统引起的水下辐射噪声将成为研制安静型水下航行器的关键核心技术和首要环节^[5]。

为了减小通海管路的辐射噪声, 常采用水消声器降低通海管口噪声辐射。水消声器可分为有源和无源消声器两大类。有源消声器通过二次声源产生声压大小相等、相位相反的声波来消除噪声; 无源消声器包括阻性消声器、抗性消声器、阻抗复合型消声器、损耗型消声器、膜式消声器、蓄能器等^[6-7]。阻性消声器利用材料或结构对声能

收稿日期: 2022-05-27

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51905186); 湖北省自然科学基金资助项目(2020CFB605)

第一作者: 张祖提(1986—), 男, 湖北巴东人, 副教授, 博士, 硕士生导师, E-mail: afanti@whu.edu.cn

*通信作者: 龙新平(1967—), 男, 湖北荆州人, 教授, 博士, 博士生导师, E-mail: xplong@whu.edu.cn

进行吸收;抗性消声器利用声反射作用引发声阻抗失配,使声波在声阻抗突变界面处发生反射、干涉而实现消声;阻抗复合型消声器既有阻性吸声材料或结构,又具有共振腔或扩张室等抗性结构;损耗型消声器通过小孔(微穿孔板)将声能转换为热能实现消声;膜式消声器通过改变结构壁面的声学阻抗减小声能传播;蓄能器是液压系统重要的脉动消减装置,广泛地用于蓄能、消除液压脉动和冲击。单一形式的水消声器已难以满足管路系统消声需求,多种消声原理的综合应用是目前水管路消声的重要发展趋势。

王曼等^[8]研究了单扩张室结构、双室共振结构和双扩张室带穿孔管结构水消声器对海水管路系统降噪的效果,结果表明不同结构的消声器可以消除不同频率的噪声。许伟伟等^[9]发现在膨胀腔消声器进出口处安装外插管可以在一定频段内对辐射噪声具有抑制作用,同时,消声器弹性壁面也有利于消声降噪。Du 等^[10-11]对一款嵌入橡胶管的水消声器结构进行了研究,试验验证了水消声器中弹性结构的压力脉动消减作用。Gong 等^[12-14]考虑水介质与结构弹性的强耦合作用,仿真研究了腔体壁厚、周向结构声耦合及端部结构声耦合对膨胀腔消声器声学性能的影响。袁建平^[15-16]设计了一种 Helmholtz 共振器,在特定频段内得到了较好的消声效果,并对 Helmholtz 共振器声学性能的影响进行了研究,发现增加共振器管长将会降低共振频率。Kartha^[17]试验探究了主动 Helmholtz 共振腔的降噪效果,结果表明主动 Helmholtz 共振腔大大降低了管路内的流体脉动,具有明显的降噪效果。Sachedina 等^[18]研究了多 Helmholtz 谐振器在管路系统的排列布局对声压脉动衰减的影响机理,多个谐振器之间可形成良好的耦合效应增加衰减性能。吴江海等^[19]研究了管路水动力噪声消声器在不同安装位置与不同频率下的声压传递损失。王安庆等^[20]在船舶管路系统中的三通管路设计了导流降噪装置,结果表明导流装置可以有效降低管路噪声。程广福等^[21]发现水消声器对充液管路系统中的流噪声具有很好的抑制作用,通过组合使用不同扩张腔长度、扩张比等参数的消声器可以获得更好的消声效果。魏杰证等^[22]提出了扩张管降噪技术,并分析了扩张管的结构参数对降噪效果的影响。马腾飞^[23]提出加装膨胀腔消声器的管路降噪方法,仿真结果表明其降噪比可达 10%。侯九霄等^[24-26]将微穿孔吸声结构拓展至水介质管路噪声控制领域,提出一种弹性背腔微穿孔水消声器,

提高了低频消声效果。王献忠等^[27]采用微沟槽仿生管对低频噪声进行控制,改善了管路近壁面流场,抑制了湍流的猝发,从而对流噪声进行抑制。孙运平等^[28]采用有源消声与消振系统对充液管路系统的低频线谱噪声进行复合控制,综合控制流体噪声与结构噪声,取得了显著的降噪效果。Noh 等^[29]基于前馈控制策略开发了一种强鲁棒性的有源消声器,克服了水中气泡对声速的影响,使消声器对低频噪声具有显著的消声效果, Qin 等^[30]采用气压代替泵等动力设备实现注疏水功能,从噪声源有效控制了管路系统噪声。

本文结合传统气容消声器的消声原理,充分利用水下航行器中的水舱,向管路水舱注入一定容量和压力的空气,利用气体的可压缩性吸收管路系统的流量脉动和压力脉动,气容水舱同时具有扩张室消声功能,从而形成蓄能式弹性可压缩扩张室消声容腔。通过理论分析和试验研究了气容水舱对流量脉动和压力脉动及噪声传播的抑制作用。

1 消声原理

水舱气容消声技术利用通海管路的水舱,在水舱上部充入压缩空气,利用气体的可压缩性吸收声脉动和声能量,水舱气容消声技术本质上是扩张室消声器和蓄能式消声器的融合。

1.1 扩张室消声原理

水舱相当于一个大的扩张室消声器,其主要利用管道与水舱截面的突变(即声抗的变化)使沿管道传播的声波向声源方向反射,并与前向传播声波形成干涉等现象,使声波能量耗散,从而实现消声。

单室扩张室抗性消声器消声原理如图 1 所示,假设声波从左向右传播,消声器入口端入射声压为 $p_1^{(+)}$,反射声压为 $p_1^{(-)}$,声波传入扩张室,在截面 I—I 处,透射声压为 $p_2^{(+)}$,反射声压为 $p_2^{(-)}$,在截面 II—II 处,入射声压为 $p_2^{(+)}e^{-jkl}$,反射声压为 $p_2^{(-)}e^{jkl}$,在截面 II—II 处的相位与截面 I—I 处相位差 kl , k 为波数, $k = \frac{\omega}{c} = 2\pi f/c$, ω 为声波角速度, c 为声速, f 为声波频率, l 为扩张室长度。

由声压连续原理可得:

$$\begin{cases} p_1^{(+)} + p_1^{(-)} = p_2^{(+)} + p_2^{(-)} \\ p_2^{(+)} e^{-jkl} + p_2^{(-)} e^{jkl} = p_3^{(+)} \end{cases} \quad (1)$$

根据流体连续性方程可得:

$$\begin{cases} S_1 \cdot \frac{p_1^{(+)}}{\rho c} - S_1 \cdot \frac{p_1^{(-)}}{\rho c} = S_2 \cdot \frac{p_2^{(+)}}{\rho c} - S_2 \cdot \frac{p_2^{(-)}}{\rho c} \\ S_2 \cdot \frac{p_2^{(+)} e^{-jkl}}{\rho c} - S_2 \cdot \frac{p_2^{(-)} e^{jkl}}{\rho c} = S_1 \cdot \frac{p_3^{(+)}}{\rho c} \end{cases} \quad (2)$$

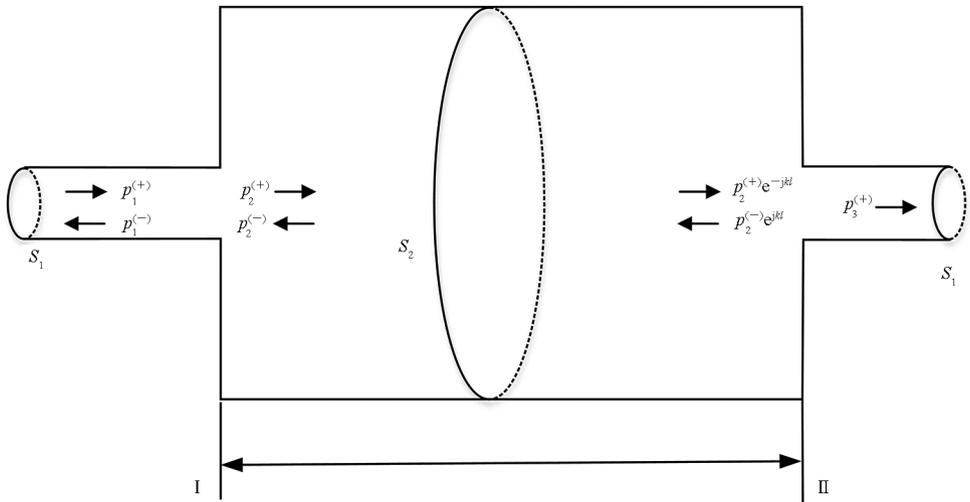


图1 扩张室消声器原理图

Fig. 1 Schematic graph of expansion chamber silencers

式中, ρ 为流体密度。经简化得到:

$$\begin{cases} p_1^{(+)} - p_1^{(-)} = m(p_2^{(+)} - p_2^{(-)}) \\ m(p_2^{(+)} e^{-jkl} - p_2^{(-)} e^{jkl}) = p_3^{(+)} \end{cases} \quad (3)$$

结合式(1)和式(3)可得:

$$\frac{p_1^{(+)}}{p_3^{(+)}} = \cos kl + j \frac{m^2 + 1}{2m} \sin kl \quad (4)$$

定义消声器的消声量为:

$$\Delta L = 10 \lg \left| \frac{p_1^{(+)}}{p_3^{(+)}} \right|^2 \quad (5)$$

经简化,可以得到:

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 kl \right] \quad (6)$$

其中,

$$kl = \frac{2\pi l}{\lambda} = \frac{2\pi fl}{c} \quad (7)$$

其中: ΔL 为消声量,当 $\sin^2 kl = 1$ 时,扩张室的消声量 ΔL 达最大值,当 $\sin^2 kl = 0$ 时,则扩张室的消声量 $\Delta L = 0$,即不起消声作用; m 为扩张比, $m = \frac{S_2}{S_1}$; λ 为波长。

由式(6)可以看出,消声量大小由扩张比 m 决定,消声频率特性由扩张室长度 l 决定,当 l 增大时,消声器的最大消声量向低频移动,因为 $\sin^2 kl$ 为周期函数,可见消声量也是随频率作周期性变化。

基于平面波理论,扩张室消声器存在高频声波窄束传播使扩张室失效的情形,消声器进出口管存在截止频率,因此扩张室消声器的消声频率有一上限,这一上限频率可由截面直径决定,用式(8)计算:

$$f_u = 1.22 \frac{c}{D} \quad (8)$$

式中, f_u 为上限频率, D 为扩张室截面直径或当量直径。

此外,扩张室消声器还存在一个下限频率,对于低于此频率的声音也将失去消声效果,可由式(9)计算:

$$f_d = \frac{\sqrt{2}c}{2\pi} \times \frac{S_2}{V} \times \frac{1}{2} \quad (9)$$

式中, f_d 为下限频率, V 为扩张室的容积。

1.2 气容消声原理

水舱上部有空气,需考虑空气的影响,为建立系统数学模型,对系统做如下简化和假设:

1) 气容水舱气体的状态变化规律按绝热过程考虑,即:

$$p_A V_A^k = C \quad (10)$$

式中: p_A 为气容水舱中的气体压力; V_A 为气容水舱气体的容积; k 为气体的绝热指数,取 $k = 1.4$; C 为常数。

2) 水舱中水的压力和气体压力相等。

3) 忽略水的压缩性、气蚀和泄漏。

根据上述假设,可建立流量特性方程、水舱进水口中水的力平衡方程和系统稳态方程。

由于气容水舱进出口是以小孔的形式存在,而小孔直径较大,所以气容水舱的输入流量 q_{in} 和输出流量 q_{out} 按小孔的流量方程计算:

$$q_s = C_d A_o \sqrt{\frac{2(p - p_s)}{\rho}} \quad (11)$$

式中, q_s 为通过小孔的流量, C_d 为小孔流量系数, A_o 为孔出口截面积, p 为小孔入口压力, p_s 为小孔

出口压力。因此 $q_{in} = C_d A_o \sqrt{\frac{2\Delta p_1}{\rho}}$, $q_{out} = C_d A_o \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p_2}{\rho}}$, Δp_1 为气容水舱入口的前后压差, Δp_2 为气容水舱出口的前后压差, $\Delta p_1 = p_1 - p_{gas}$, $\Delta p_2 = p_{gas} - p_2$, p_1 、 p_2 分别为起始状态和终止状态下的绝对压力, p_{gas} 为气容水舱气体绝对压力, C_d 与雷诺数 Re 有关, 其中:

$$Re = \frac{vd}{\nu} \tag{12}$$

式中, v 是液体速度, ν 为液体的运动黏度, d 为管路直径, 经计算得到 $Re = 280\ 140 > 10^5$, 因此取 $C_d = 0.60$ 。

由于排气过程中气体状态变化很快, 气容水舱内气体温度根据绝热状态过程的状态方程计算:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \tag{13}$$

式中, T_1 、 T_2 分别为起始状态和终止状态下的温度, k 取 1.4。

气容水舱上方气体变容积绝热充排气方程为:

$$\frac{dp_{gas}}{dt} = \frac{kRT}{V_A} Q_m - \frac{kp_{gas}}{V} \frac{dV_A}{dt} \tag{14}$$

$$V_A = V_0 + \int (q_{out} - q_{in}) dt \tag{15}$$

式中, V_0 为气容水舱气体初始容积, V_A 为气容水舱气体容积, Q_m 为气体充排气质量流量。

温度 T 的取值和水舱气体的压力有关, 当水舱气体压力小于等于设定压力时, 外界气瓶给水舱气体充气, T 取上游的温度; 当水舱气体压力大

于设定压力时, 水舱上方气体向外排气, T 取水舱气体的温度。

充排气气体质量流量方程为:

$$Q_m = p_0 A \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_0} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \tag{16}$$

式中, p_0 为水舱气压; A 为通流面积, $k = 1.4$, T_0 为气体温度。

2 试验系统

气容水舱消声试验系统原理如图 2 所示, 主要由变频器、离心泵、气源、气容水舱、开放水箱、管路等试验设备及控制阀、水听器、压力传感器、流量计、液位计等试验仪表组成, 气容水舱直径 800 mm, 高 1 000 mm, 容积 0.5 m³, 水面液位高度 300 mm, 气容水舱通过 DN32 的管路进行连接, 根据气容水舱的中心对称面计算截面扩张比为 298, 试验设备及仪表型号如表 1 所示。试验系统主要通过离心泵向管路系统提供流量, 通过气源向气容水舱充入空气。试验过程中通过调节变频器输出频率、节流阀开度、气源充气量和充气压力, 从而对离心泵工作转速、系统压力和气容水舱水面高度等试验工况进行调节, 并利用压力传感器、流量计和水听器等传感器对气容水舱前后的流量、压力及流噪声进行测试, 试验过程中通过对管路进行切换, 使管路系统经过气容水舱或不经气容水舱。

调整试验工况, 变频器转速输出频率为 50 Hz, 气容水舱水面高度为 30 cm, 系统压力为 0.45 MPa, 分别测量离心泵空气噪声, 经过气容水舱和未经气容水舱时管路系统进出口处的流量、压力及噪声特性。

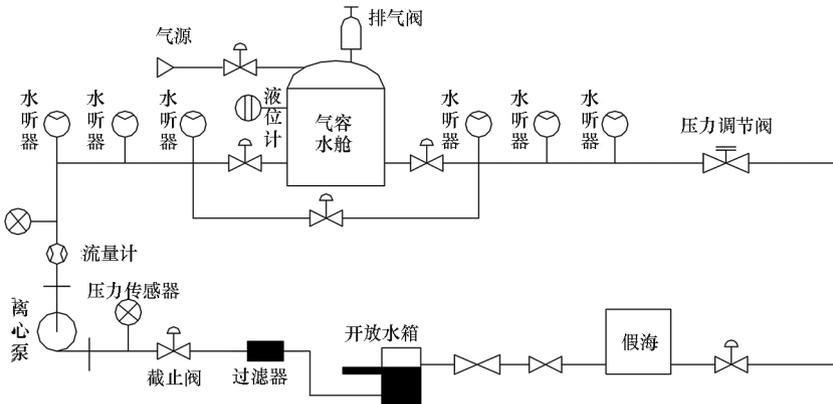


图 2 试验系统原理图

Fig. 2 Schematic diagram of experiment system

表1 试验设备参数

Tab.1 Parameters of experiment equipments

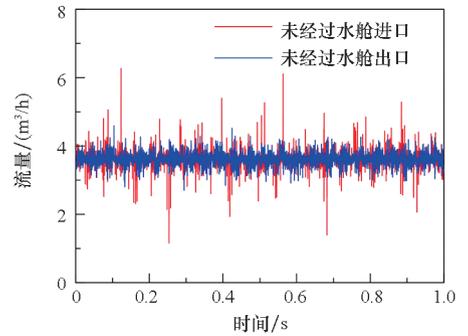
序号	设备名称	设备型号	设备参数
1	离心泵	ISW32-200	流量 4.5 m ³ /h, 扬程 50 m, 转速 2 900 r/min
2	空压机	V-0.6/1.25	流量 0.6 m ³ /min, 压力 1.25 MPa
3	压力变送器	CY3088G2CPNM1	量程 0~1.0 MPa, 规格 4~20 mA
4	电磁流量计	IF4000	量程 GK2.477, 规格 81248-013
5	流量计显示	OPTIFLUX4300F	量程 9~90 m ³ /h 化, 规格 4~20 mA
6	压力表	YD-100	量程 0~1.6 MPa
7	精密压力表		量程 0~1.0 MPa, 规格 HX6850271C025
8	水听器	B&K8103 D100	量程 0~4.0 MPa, 规格 0.098 9 pC/Pa
9	电荷放大器	B&K2647-B	量程 0.17~50 kHz, 规格 10 mV/pC
10	麦克风	B&K4189-A021	规格 45 mV/Pa
11	噪声采集软件	Labshop	
12	NI 采集系统	NI PXIe-6238	8AI, 2AO, 6DI, 4DO

3 试验结果分析

3.1 气容水舱对压力和流量脉动影响

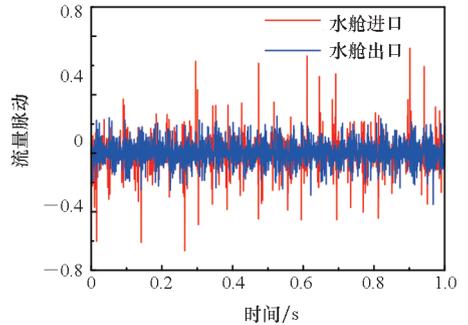
试验测试了气容水舱进出口流量特性以及未经过气容水舱时管路系统进出口流量特性,试验结果表明气容水舱进出口平均流量变化不大,气容水舱进口平均流量为 3.28 m³/h,出口平均流量为 3.33 m³/h,但进口流量脉动高于出口流量脉动,进口最大流量达 5.62 m³/h,最小流量值为 1.09 m³/h,进口流量脉动最大值达 71.77%,出口流量最大值为 4.18 m³/h,出口流量最小值为 2.17 m³/h,出口流量最大值小于进口流量最大值,出口流量最小值高于进口流量最小值,出口流量脉动最大值为 25.36%,如图 3 所示。

气容水舱具有降低脉动峰值、填补脉动谷值作用,可以有效地降低系统流量脉动。由于气容水舱气体具有可压缩性,系统管路流量和压力较高时,气体压缩,会吸收多余的流量降低压力流量峰值;而流量和压力降低时,气体体积膨胀,气容水舱向管路系统中释放补充流量,提高流量压力谷



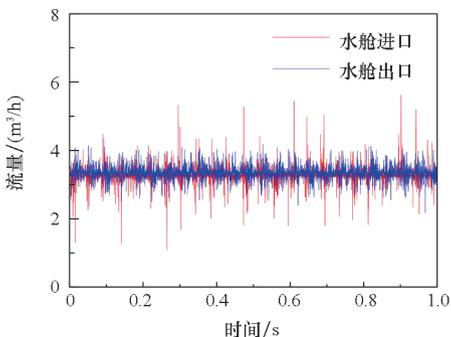
(b) 未经过气容水舱流量特性

(b) Flow characteristic without gas-water cabin



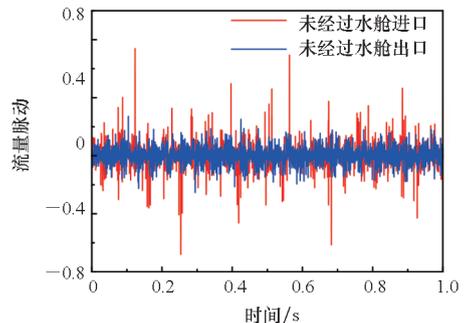
(c) 气容水舱流量脉动特性

(c) Flow pulsation characteristic of gas-water cabin



(a) 气容水舱流量特性

(a) Flow characteristic of gas-water cabin



(d) 未经过气容水舱流量脉动特性

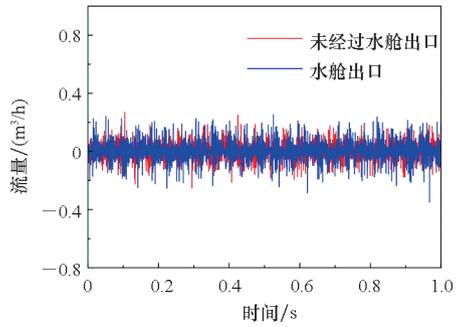
(d) Flow pulsation characteristic without gas-water cabin

图3 进出口流量特性对比

Fig.3 Comparison of flow characteristic between inlet and outlet

值,从而有效降低系统流量脉动,导致系统出口流量脉动低于进口流量脉动。而未经过气容水舱进出口流量均为 $3.61 \text{ m}^3/\text{h}$,进口最大流量达 $6.27 \text{ m}^3/\text{h}$,最小流量为 $1.15 \text{ m}^3/\text{h}$,进口流量脉动最大值为 73.79% ,出口最大流量为 $4.59 \text{ m}^3/\text{h}$,出口最小流量为 $2.7 \text{ m}^3/\text{h}$,出口流量脉动最大值为 27.10% 。未经过气容水舱的出口流量脉动也低于进口流量脉动,其主要是因为管路的阻力作用消减了出口处的流量脉动。

进一步比较经过气容水舱和未经过气容水舱的流量特性,如图 4 所示。结果表明,经过气容水舱的进口流量脉动(71.77%)和出口流量脉动



(d) 出口流量脉动特性对比

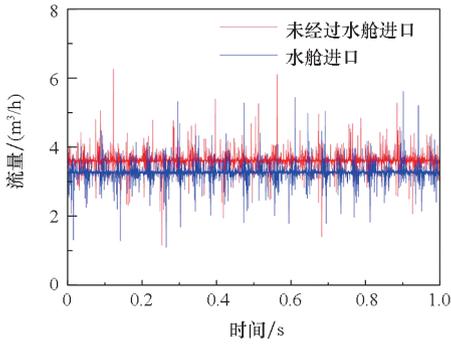
(d) Comparison of outlet flow pulsation characteristic

图 4 经过气容水舱与未经过气容水舱流量特性对比

Fig. 4 Comparison of flow characteristic between with and without gas-water cabin

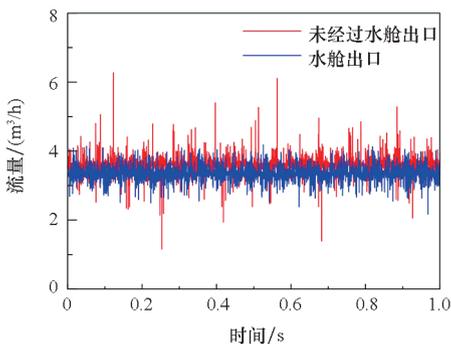
(25.36%)均低于未经过气容水舱进口流量脉动(73.79%)和出口流量脉动(27.10%),气容水舱有利于降低管路系统流量脉动。

试验测试了气容水舱进出口压力特性以及未经过气容水舱时管路系统进出口压力特性,如图 5 所示。试验结果表明气容水舱进口平均压力为 450 kPa ,出口平均压力为 440 kPa ,气容水舱压力损失 10 kPa ,进口压力脉动低于出口压力脉动,进口最大压力达 579.8 kPa ,最小压力值为 326.3 kPa ,进口压力脉动最大值达 28.73% ,出口压力最大值为 627.9 kPa ,出口压力最小值为 277.8 kPa ,出口压力最小值小于进口压力最小值,出口压力最大值高于进口压力最大值,出口压力脉动最大值为 42.6% 。而未经过气容水舱进口平均压力为 450.5 kPa ,出口平均压力为 436.6 kPa ,压力损失 13.9 kPa ,进口最大压力为 593 kPa ,进口最小压力为 314 kPa ,进口压力脉动最大值为 31.6% ,出口最大压力为 637.9 kPa ,出口最小压力为 243 kPa ,出口压力脉动最大值为 46.1% 。未经过气容水舱的出口压力脉动也高于进口压力脉动,其主要是因为气容水舱出口与调节阀负载更加接近,流量流经调节阀时产生了较大的压力波动。比较经过气容水舱和未经过气容水舱的压力特性,如图 6 所示。结果表明,经过气容水舱的进口压力脉动(28.73%)和出口压力脉动(42.6%)均低于未经过气容水舱进口压力脉动(31.6%)和出口压力脉动(46.1%),气容水舱有利于降低管路系统压力脉动。



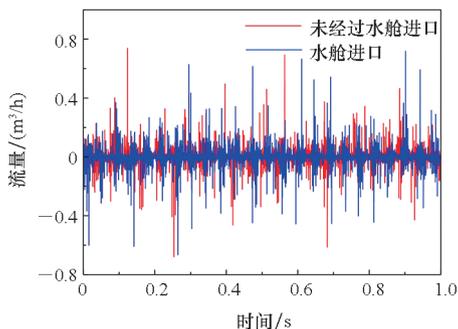
(a) 进口流量特性对比

(a) Comparison of inlet flow characteristic



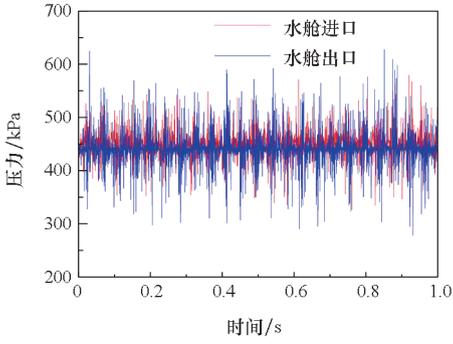
(b) 出口流量特性对比

(b) Comparison of outlet flow characteristic



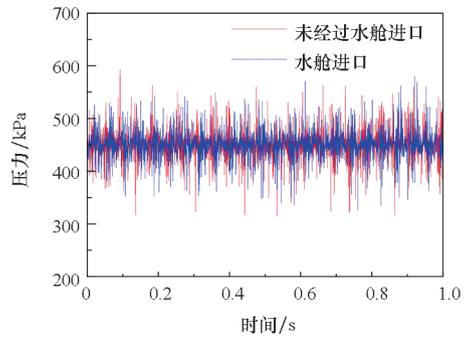
(c) 进口流量脉动特性对比

(c) Comparison of inlet flow pulsation characteristic



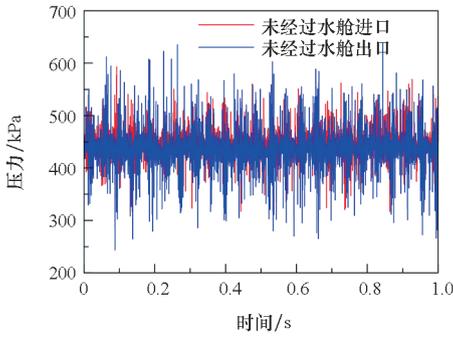
(a) 气容水舱压力特性

(a) Pressure characteristic of gas-water cabin



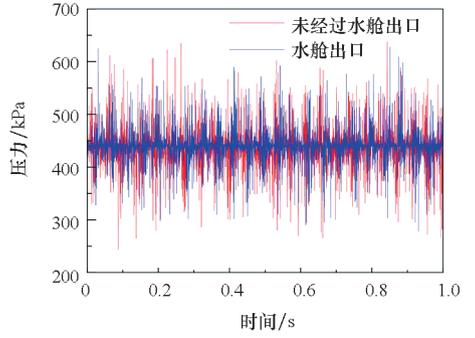
(a) 进口压力特性对比

(a) Comparison of inlet pressure characteristic



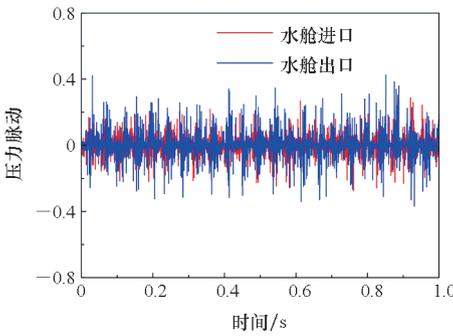
(b) 未经过气容水舱压力特性

(b) Pressure characteristic without gas-water cabin



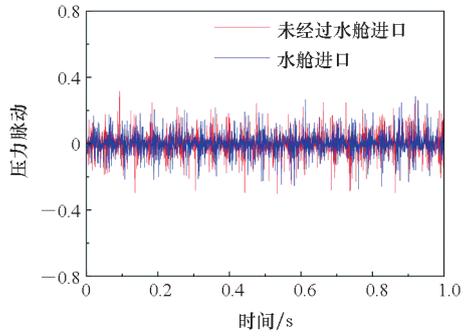
(b) 出口压力特性对比

(b) Comparison of outlet pressure characteristic



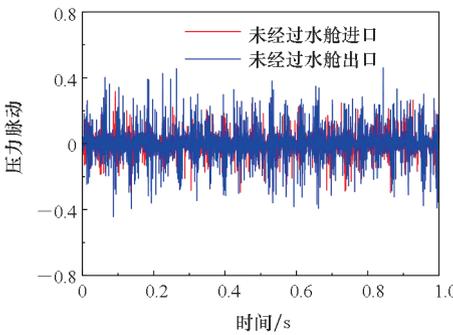
(c) 气容水舱压力脉动特性

(c) Pressure pulsation characteristic of gas-water cabin



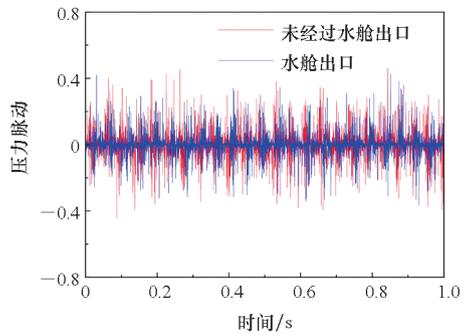
(c) 进口压力脉动特性对比

(c) Comparison of inlet pressure pulsation characteristic



(d) 未经过气容水舱压力脉动特性

(d) Pressure pulsation characteristic without gas-water cabin



(d) 出口压力脉动特性对比

(d) Comparison of outlet pressure pulsation characteristic

图5 进出口压力特性对比

Fig.5 Comparison of pressure characteristic between inlet and outlet

图6 经过气容水舱与未经过气容水舱压力特性对比

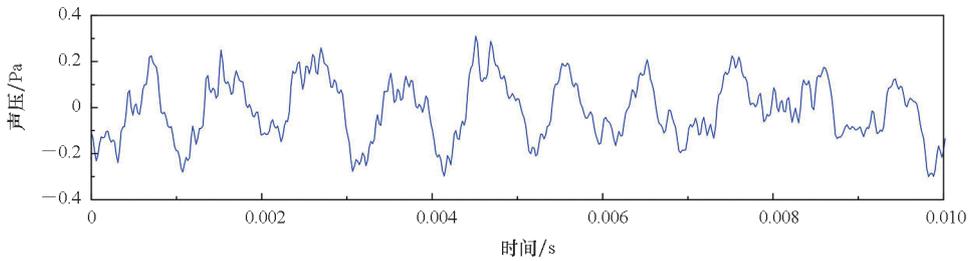
Fig.6 Comparison of pressure characteristic between with and without gas-water cabin

3.2 气容水舱对噪声的影响

$$SPL = 20 \lg \left(\frac{p}{p_0} \right) \quad (17)$$

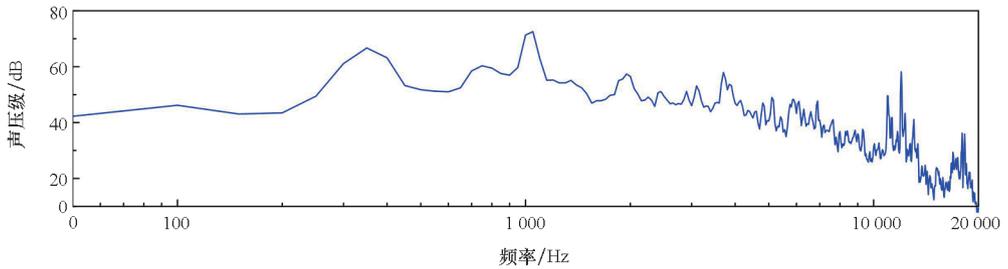
为了有效分析离心泵流体噪声及机械噪声对流体噪声特性的影响,利用麦克风分别从距离离心泵 1 m 处的左侧、顶部和右侧测量得到了离心泵在额定工况条件下的空气噪声,同时利用水听器分别测出气容水舱进出口处噪声特性,根据麦克风和声压信号,将声压时域信号进行快速傅里叶变换(fast Fourier transformation, FFT)得到声压频域信号,并利用声压级公式计算得到声压级。

图 7 为离心泵在额定工况条件下的空气噪声特性,空气噪声声压在 ±0.2 Pa 之间,A 声级为 79.2 dB,且在 350 Hz 和 1 050 Hz 具有较高的声压级,分别为 66.7 dB 和 72.5 dB,该频率与离心泵的叶频和倍频相关,叶轮旋转所引起的噪声是离心泵空气噪声的主要来源。管路中水声声压在 ±1.0 Pa 之间,管路系统水声声压显著高于空气噪声声压,管路系统中水声噪声在 50 Hz 出现了声压峰值,其与离心泵轴频相关。



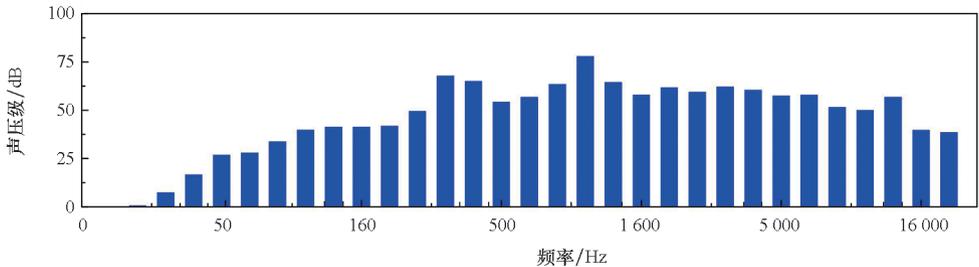
(a) 离心泵空气噪声声压

(a) Airborne noise sound pressure of centrifugal pump



(b) 离心泵空气噪声声压级

(b) Airborne noise sound pressure level of centrifugal pump



(c) 离心泵空气噪声声压级(1/3 倍频程)

(c) Airborne noise sound pressure level of centrifugal pump (1/3 octave band)

图 7 离心泵空气噪声特性

Fig. 7 Airborne noise characteristic of centrifugal pump

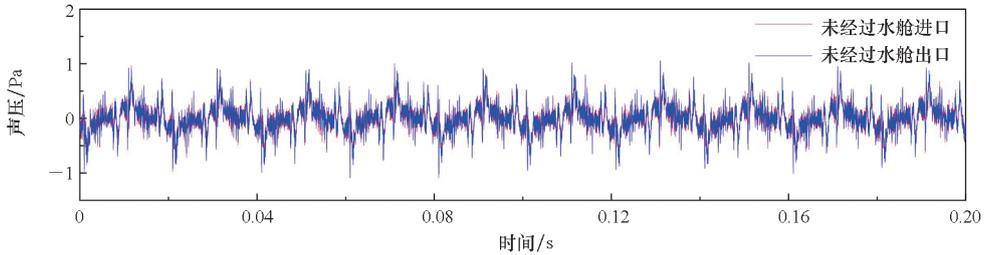
进一步得到 1/3 倍频程声压级,并分别得到 A 计权声压级和 L 计权声压级。未经过气容水舱进口 A 声级 104.6 dB,出口 A 声级 104.9 dB,未经过气容水舱进口 L 声级 108.6 dB,出口 L 声级 108.5 dB,如图 8 所示。气容水舱进口 A 声级

102.3 dB,出口 A 声级 102.4 dB;气容水舱进口 L 声级 107.3 dB,出口 L 声级 107.1 dB,如图 9 所示。

进出口之间的声压级差异不大,进口 A 声级略小于出口 A 声级,进口 L 声级略大于出口 L 声

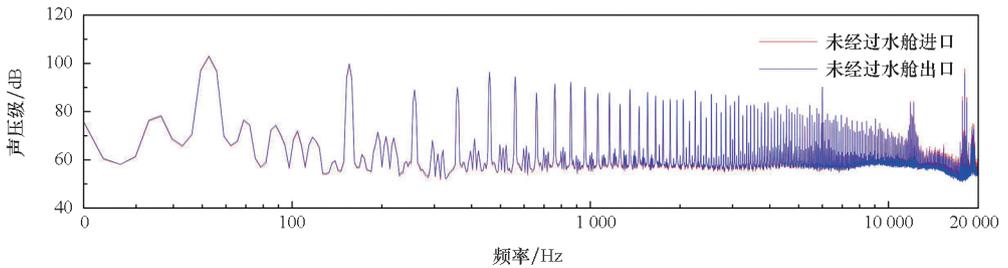
级,L声级与声压变化规律一致,管路系统在50 Hz具有较大噪声幅值,其与离心泵轴频相关,水声声压对主轴旋转引起的噪声更加敏感。管路系统噪声激振源主要来自泵源及阀门元件,而阀门元件噪声主要由泵源流量脉动和压力脉动激发产生,阀门噪声具有低频特性,泵源噪声受空化气

蚀作用而具有高频特性。气容水舱进口与泵源接近,而气容水舱出口与调节阀接近,因此进口处的泵源高频噪声占据主导地位,出口处调节阀低频噪声占据主导地位。因此在低频段,气容水舱进口处声压级低于出口处;而在高频段,气容水舱进口处的声压级高于出口处。



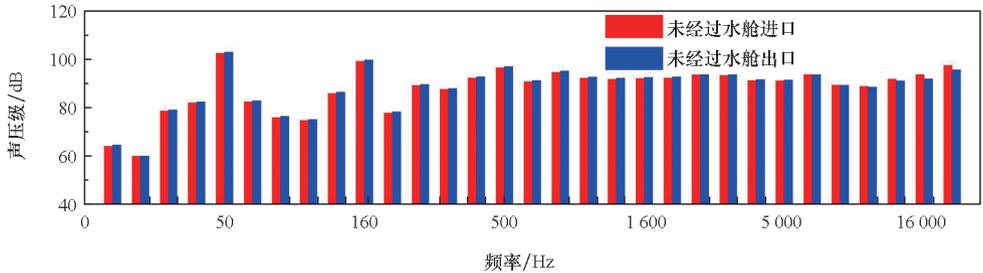
(a) 未经过气容水舱进出口声压

(a) Sound pressure between inlet and outlet without gas-water cabin



(b) 未经过气容水舱进出口声压级

(b) Sound pressure level between inlet and outlet without gas-water cabin

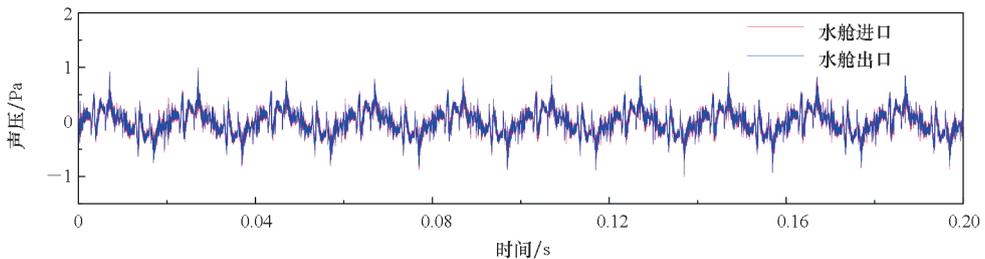


(c) 未经过气容水舱进出口声压级(1/3倍频程)

(c) Sound pressure level between inlet and outlet without gas-water cabin (1/3 octave band)

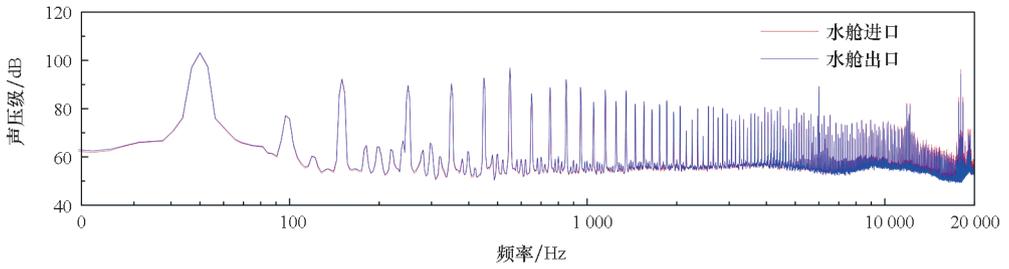
图8 未经过气容水舱进出口噪声特性对比

Fig. 8 Comparison of noise characteristic between inlet and outlet without gas-water cabin



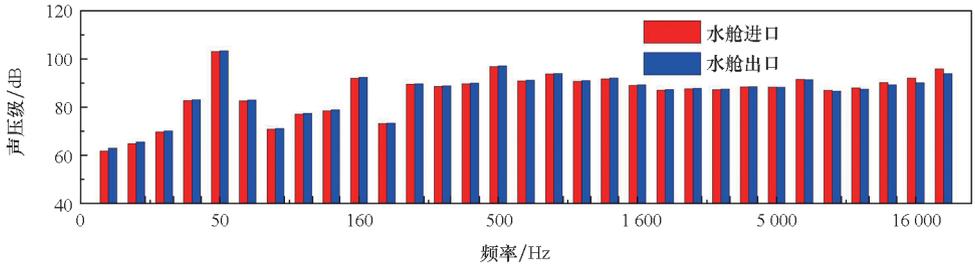
(a) 气容水舱进出口声压

(a) Sound pressure between inlet and outlet with gas-water cabin



(b) 气容水舱进出口声压级

(b) Sound pressure level between inlet and outlet with gas-water cabin



(c) 气容水舱进出口声压级(1/3 倍频程)

(c) Sound pressure level between inlet and outlet with gas-water cabin (1/3 octave band)

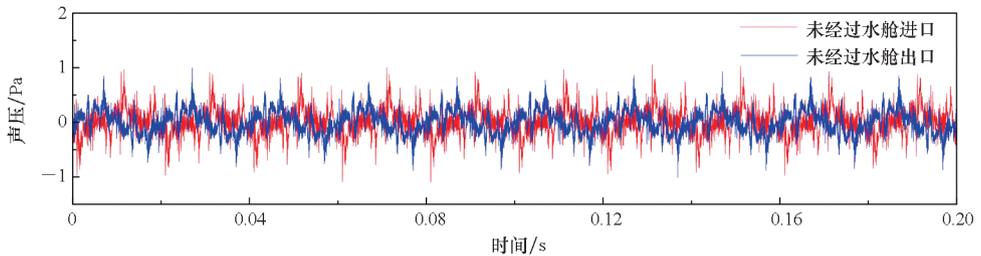
图 9 气容水舱进出口噪声特性对比

Fig. 9 Comparison of noise characteristic between inlet and outlet with gas-water cabin

经过气容水舱和未经过气容水舱的进口噪声特性比较如图 10 所示,结果表明,经过气容水舱的进口声压和声压级低于未经过气容水舱,未经过气容水舱的进口 A 声级为 104.6 dB,经过气容水舱的进口 A 声级为 102.3 dB,经过气容水舱后,噪声频谱发生了显著的变化,气容水舱有利于降低管路系统的噪声。

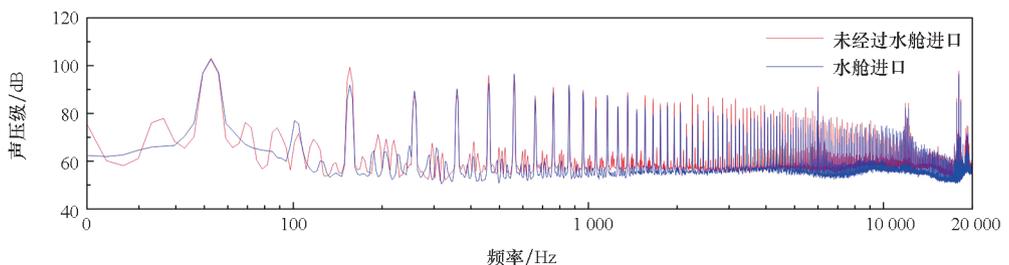
经过气容水舱和未经过气容水舱的出口噪声

特性比较如图 11 所示,结果表明,经过气容水舱的出口声压及声压级低于未经过气容水舱,未经过气容水舱的出口 A 声级为 104.9 dB,经过气容水舱的出口 A 声级为 102.4 dB,结果对比如表 2 所示,经过气容水舱后,噪声频谱发生了显著的变化,气容水舱有利于降低管路系统的噪声。而气容水舱进出口之间的声压级差异较小,表明气容水舱能系统性地消减管路系统噪声。



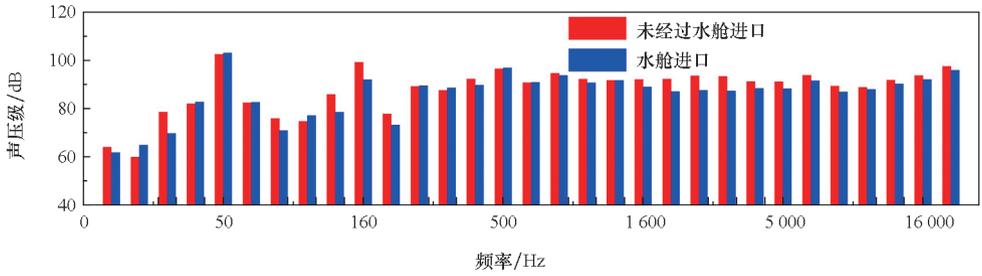
(a) 进口声压对比

(a) Comparison of inlet sound pressure



(b) 进口声压级对比

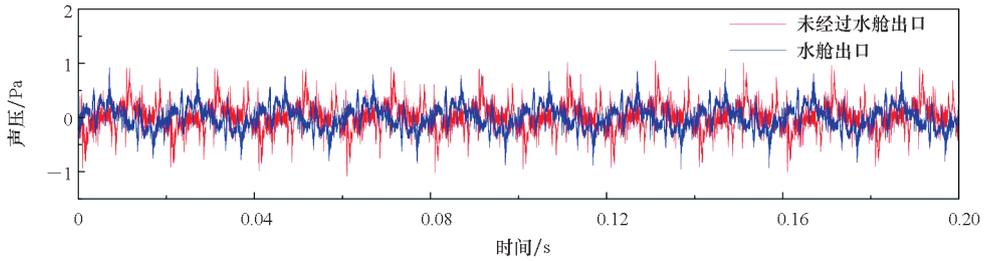
(b) Comparison of inlet sound pressure level



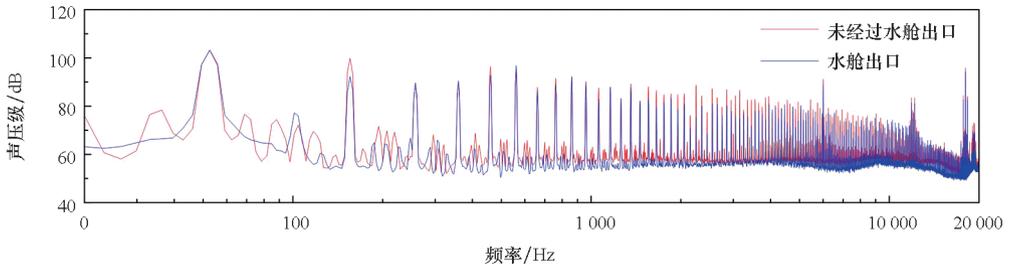
(c) Comparison of inlet sound level pressure (1/3 octave band)

图 10 经过气容水舱与未经过气容水舱进口噪声特性对比

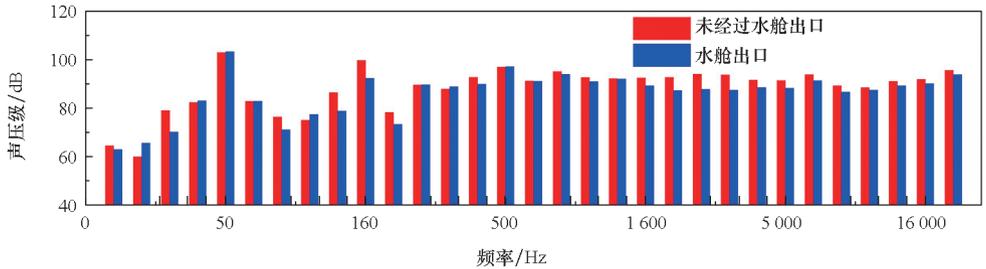
Fig. 10 Comparison of inlet noise characteristic between with and without gas-water cabin



(a) Comparison of outlet sound pressure



(b) Comparison of outlet sound level pressure



(c) Comparison of outlet sound level pressure(1/3 octave band)

图 11 经过气容水舱与未经过气容水舱出口噪声特性对比

Fig. 11 Comparison of outlet noise characteristic between with and without gas-water cabin

表 2 管路系统试验结果
Tab.2 Test results of the pipeline system

参数	未经过气容水舱		经过气容水舱	
	进口	出口	进口	出口
平均流量/(m ³ /h)	3.61	3.61	3.28	3.33
最大流量/(m ³ /h)	6.27	4.59	5.62	4.18
最小流量/(m ³ /h)	1.15	2.7	1.09	2.17
流量脉动	73.79%	27.10%	71.77%	25.36%
平均压力/kPa	450.5	436.6	450	440
最大压力/kPa	593	637.9	579.8	627.9
最小压力/kPa	314	243	326.3	277.8
压力脉动	31.6%	46.1%	28.73%	42.6%
声压最大值/Pa	1.06	1.06	0.99	0.93
声压最小值/Pa	-1.09	-10.8	-1.01	-0.95
噪声 A 声级/dB	104.6	104.9	102.3	102.4
噪声 L 声级/dB	108.6	108.5	107.3	107.1

4 结论

试验结果表明管路系统进出口平均流量变化不大,但进口流量脉动高于出口流量脉动;管路系统具有一定的压力损失,进口平均压力高于出口平均压力,但进口压力脉动低于出口压力脉动。气容水舱具有可压缩性,可以降低脉动峰值、填补脉动谷值,有效地降低系统流量脉动,经过气容水舱的进出口流量脉动和压力脉动均低于未经过气容水舱。管路系统存在 50 Hz 的噪声频率,其与离心泵轴频相关,离心泵的空气噪声在 350 Hz 和 1 050 Hz 具有较高的声压幅值,其与离心泵叶频及倍频相关,相比于空气噪声管路系统水声噪声对低频噪声更加敏感。管路系统进出口之间的声压级差异不大,经过气容水舱的进出口声压和进出口声压级低于未经过气容水舱,气容水舱有利于降低管路系统的噪声。气容水舱的可压缩性有效地吸收了管路系统的流量和压力脉动,通过气体的压缩和膨胀吸收了管路系统的噪声能量,系统地减小了管路系统的辐射噪声,为水下航行器水下辐射噪声控制提供了新的方法。

参考文献 (References)

[1] 何磊,程文渊,宋刚,等. 大型舰船海水管路系统技术成熟度评价研究[J]. 舰船科学技术, 2021, 43(5): 84-87.
HE L, CHENG W Y, SONG G, et al. Technology readiness assessment for large ship seawater piping systems[J]. Ship Science and Technology, 2021, 43(5): 84-87. (in

Chinese)
[2] 韩宗真,彭贝,李罡,等. 泵阀调水系统管路冲击特性试验研究[J]. 舰船科学技术, 2020, 42(13): 63-65.
HAN Z Z, PENG B, LI G, et al. Experimental research on dynamic characteristics of pipeline in pump-valve distribution system[J]. Ship Science and Technology, 2020, 42(13): 63-65. (in Chinese)
[3] 仲继泽,邱昌林,沈渡,等. 管路附件对管路系统声传递-辐射特性的影响[J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(1): 79-84.
ZHONG J Z, QIU C L, SHEN D, et al. Effects of pipe fittings on the acoustic transfer-radiation characteristic through pipelines[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(1): 79-84. (in Chinese)
[4] 吴江海,尹志勇,孙玉东,等. 管路-船体耦合振动及水下声辐射研究[J]. 振动与冲击, 2021, 40(6): 165-170.
WU J H, YIN Z Y, SUN Y D, et al. Vibration and underwater sound radiation of a pipe-hull coupled system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(6): 165-170. (in Chinese)
[5] 张永超,赵帅,王坚石,等. 水介质复合消声器传递损失特性分析[J]. 舰船科学技术, 2023, 45(6): 47-52.
ZHANG Y C, ZHAO S, WANG J S, et al. Analysis of transmission loss characteristics of aqueous medium composite muffler[J]. Ship Science and Technology, 2023, 45(6): 47-52. (in Chinese)
[6] 孔德有. 水管路消声元件声学仿真与实验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2019.
KONG D Y. Research on simulation and experiment for acoustic performance of waterpipe silencer [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2019. (in Chinese)
[7] 周旭. 水管路消声装置结构设计与性能分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2016.
ZHOU X. Structure design and performance analysis of silencing device for water piping system[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2016. (in Chinese)
[8] 王曼,乔钢,何元安. 充液管路噪声辐射控制研究[J]. 应用声学, 2003, 22(1): 35-38.

- WANG M, QIAO G, HE Y A. Noise control of fluid-filled pipes[J]. *Applied Acoustics*, 2003, 22(1): 35-38. (in Chinese)
- [9] 许伟伟, 吴大转, 王乐勤, 等. 船舶用输液管路新型消声器特性分析[J]. *排灌机械工程学报*, 2013, 31(2): 142-145.
XU W W, WU D Z, WANG L Q, et al. Analysis on characteristics of new muffler for marine pipelines [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2013, 31(2): 142-145. (in Chinese)
- [10] DU T, LI S Y, LIU J T, et al. Acoustic performance of a water muffler[J]. *Noise Control Engineering Journal*, 2015, 63(3): 239-248.
- [11] DU T, CHU N, CAO L L, et al. Study on acoustic performance of a water muffler for gear pump [J]. *The International Journal of Acoustics and Vibration*, 2019, 24(1): 34-43.
- [12] GONG J F, XUAN L K, PENG C M. Analysis of acoustic characteristics of the expansion chamber water muffler considering acoustic-structure interaction [J]. *Noise Control Engineering Journal*, 2019, 67(4): 270-281.
- [13] GONG J F, JIANG Z Y, XUAN L K, et al. Numerical analysis of the transmission loss of water muffler according to the two-load method [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2020, 234(20): 3982-3991.
- [14] 龚京风, 宣领宽, 周健, 等. 结构声耦合对膨胀腔水消声器声学性能的影响[J]. *哈尔滨工业大学学报*, 2018, 50(10): 189-193.
GONG J F, XUAN L K, ZHOU J, et al. Effects of acoustic solid interaction on acoustic characteristics of water expansion chamber muffler [J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2018, 50(10): 189-193. (in Chinese)
- [15] 袁建平, 金荣, 陈红亮, 等. 离心泵用赫姆霍兹水消声器声学特性数值模拟[J]. *排灌机械工程学报*, 2012, 30(2): 141-146.
YUAN J P, JIN R, CHEN H L, et al. Numerical simulation of acoustic performance of Helmholtz water-muffler for centrifugal pumps [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2012, 30(2): 141-146. (in Chinese)
- [16] 袁建平, 张瑞橙, 金荣. 离心泵用赫姆霍兹水消声器试验研究[J]. *排灌机械工程学报*, 2013, 31(11): 933-937.
YUAN J P, ZHANG R C, JIN R. Experimental study of Helmholtz water-mufflers used in centrifugal pumps [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2013, 31(11): 933-937. (in Chinese)
- [17] KARTHA S C. Active, passive and active/passive control techniques for reduction of vibrational power flow in fluid filled pipes [D]. Virginia: Virginia Polytechnic Institute and State University, 2000.
- [18] SACHEDINA K, MOHANY A, HASSAN M. Experimental study on damping acoustic pressure pulsations in pipeline systems using Helmholtz resonators [J]. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2020, 142(2): 021403.
- [19] 吴江海, 尹志勇, 周凌波, 等. 海水管路消声器安装位置优化研究[C]//第十七届船舶水下噪声学术讨论会论文集, 2019: 636-641.
WU J H, YIN Z Y, ZHOU L B, et al. Installation optimization of the seawater pipeline muffler [C]// *Proceedings of the 17th Ship Underwater Noise Symposium*, 2019: 636-641. (in Chinese)
- [20] 王安庆, 金宇恒. 水动力管路导流降噪装置设计研究[J]. *中国水运*, 2014, 14(1): 343-346.
WANG A Q, JIN Y H. Design and research of diversion and noise reduction device for hydrodynamic pipeline [J]. *China Water Transport*, 2014, 14(1): 343-346. (in Chinese)
- [21] 程广福, 张文平, 吴国伟. 充液管路系统流噪声控制研究[J]. *船舶工程*, 2004, 26(2): 45-47.
CHENG G F, ZHANG W P, WU G W. Study on control of flow noise in fluid-filled pipeline system [J]. *Ship Engineering*, 2004, 26(2): 45-47. (in Chinese)
- [22] 魏杰证, 林永水, 吴卫国, 等. 船舶通气管路噪声特性数值分析与控制[J]. *武汉理工大学学报(交通科学与工程版)*, 2018, 42(2): 283-287.
WEI J Z, LIN Y S, WU W G, et al. Numerical analysis and control on the noise characteristics of ship ventilation duct [J]. *Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science & Engineering)*, 2018, 42(2): 283-287. (in Chinese)
- [23] 马腾飞. 舰艇通风管路噪声计算方法及降噪技术研究[D]. 西安: 西安电子科技大学, 2018.
MA T F. The noise calculation method and restriction research for warship ventilation pipeline [D]. Xi'an: Xidian University, 2018. (in Chinese)
- [24] 侯九霄, 朱海潮, 袁苏伟, 等. 水介质管路弹性背腔微穿孔消声器的传递损失特性[J]. *声学学报*, 2021, 46(3): 405-414.
HOU J X, ZHU H C, YUAN S W, et al. Transmission loss of flexible micro-perforated muffler with flexible back cavity for water filled pipelines [J]. *Acta Acustica*, 2021, 46(3): 405-414. (in Chinese)
- [25] 侯九霄, 朱海潮, 廖金龙, 等. 水下弹性微穿孔吸声结构吸声系数研究[J]. *声学学报*, 2021, 46(1): 135-142.
HOU J X, ZHU H C, LIAO J L, et al. Sound absorption characteristics of underwater flexible micro-perforated sound absorption structure [J]. *Acta Acustica*, 2021, 46(1): 135-142. (in Chinese)
- [26] HOU J X, ZHU H C, LIAO J L, et al. Sound absorption characteristics of underwater flexible micro-perforated sound absorption structures [J]. *Chinese Journal of Acoustics*, 2020, 39(4): 512-525.
- [27] 王献忠, 林广宏, 李宁, 等. 基于仿生原理的水管路流噪声控制技术[J]. *华中科技大学学报(自然科学版)*, 2021, 49(11): 123-127.
WANG X Z, LIN G H, LI N, et al. Research on flow noise control technology for water pipeline based on bionic theory [J]. *Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition)*, 2021, 49(11): 123-127. (in Chinese)
- [28] 孙运平, 孙红灵, 张维, 等. 充液管路系统流体声与结构声的复合有源控制[J]. *声学学报*, 2019, 44(4): 780-787.
SUN Y P, SUN H L, ZHANG W, et al. Hybrid active control of fluid-borne sound and structure-borne sound in liquid-filled pipe system [J]. *Acta Acustica*, 2019, 44(4): 780-787. (in Chinese)
- [29] NOH E, WOO S, LEE D J, et al. Active control of low-frequency noise in bubbly water-filled pipes [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2019, 33(7): 3127-3135.
- [30] QIN Z M, XIAO L Z, CAI B H. Noise control in the process of moving water by compressed air [J]. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2020, 514: 032060.