

管路附件对管路系统声传递-辐射特性的影响

仲继泽¹, 邱昌林¹, 沈渡¹, 孙启滨¹, 杜堃¹, 徐自力²

(1. 中国舰船研究设计中心船舶振动噪声重点实验室, 430064, 武汉;

2. 西安交通大学机械结构强度与振动国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为控制海水冷却系统通海口产生的辐射噪声,考虑管路及管路附件的弹性影响,建立了简化的通海系统流噪声传递-辐射的仿真模型;从避免管路流噪声传递损失的角度,提出了基于总传递损失的管路系统声传递-辐射特性的评价方法;借助商业软件计算了不同管路附件影响下的管路声传递-辐射的总传递损失,给出了管路附件对管路声学总传递损失的影响规律。计算结果表明,与无管路附件的直管路相比,换热器可以使总传递损失提高 94.9 dB,挠性接管可提高 33 dB,截止止回阀可提高 28.5 dB,相比之下,滤器、变径管、弯头对总传递损失的提升均小于 10 dB,蝶阀仅可提高 1.5 dB。通过研究发现,管路附件可以提高对通海系统辐射噪声的控制效果。实际的海水冷却系统的管路附件集中在系统出口管路,使得出口管路附件多于进口管路,导致进口管路辐射噪声控制不足。增加进口管路上的管路附件可提高系统辐射噪声的控制效果。

关键词: 流噪声;管路附件;辐射噪声;总传递损失

中图分类号: TB535 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202201009 **文章编号:** 0253-987X(2022)01-0079-06



OSID 码

Effects of Pipe Fittings on the Acoustic Transfer-Radiation Characteristic through Pipelines

ZHONG Jize¹, QIU Changlin¹, SHEN Du¹, SUN Qibin¹, DU Kun¹, XU Zili²

(1. National Key Laboratory on Ship Vibration & Noise, China Ship Development and Design Center, Wuhan 430064, China;

2. State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures,

Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To control the radiation noise at the open end of pipe for a seawater cooling system, a simplified numerical model is established for the acoustic transfer-radiation of hydrodynamic noise throughout pipelines in the seawater cooling system in consideration of elasticity of pipe and pipe fittings. From the perspective of hydrodynamic noise transmission loss through pipes and pipe fittings, an evaluation methodology for the acoustic transfer-radiation characteristic through pipelines is proposed based on the total acoustic transmission loss. The total acoustic transmission loss of a pipe system with different pipe fittings is calculated using a commercial software of computational acoustics, and the effect of pipe fittings on acoustic transfer-radiation characteristic is revealed. Computation results show that the total transmission loss is increased by about 94.9 dB by the heat exchanger, 33 dB by the flexible tube, and 28.5 dB by the stop check valve, compared with a straight pipe. However, the increment of total transmission loss is below 10 dB by colander, elbow and adapter bonnet, and is only 1.5 dB by butterfly valve. It can

be concluded that pipe fittings tend to promote the total transmission loss. Outlet pipe of an actual cooling system usually contains a heat exchanger and more fittings than the inlet pipe, however, the radiation noise of the system in the inlet pipe is not properly controlled. So it is suggested that more pipe fittings be mounted into the inlet pipe to control the radiation noise.

Keywords: hydrodynamic noise; pipe fittings; radiation noise; total acoustic transmission loss

通海系统的离心泵产生的流噪声沿管路传递,在通海口向外辐射,严重影响军用船舶的静音性能,是军用船舶噪声控制的重点^[1]。通海系统离心泵组高速旋转,对泵头内部流体产生周期性作用力,流体在周期性作用力的作用下具备偶极子声源属性,向泵头及泵组进出口管路发射水声声波,声波的频率以叶频及其倍频为主^[2]。目前在我国的工程领域,从事噪声控制的相关专业人员对通海系统泵组流噪声沿管路传递的研究均基于平面波理论,进而发展了一整套的传递矩阵方法,并用于指导通海系统海水消声器的研制^[3]。

对通海系统辐射噪声问题的研究主要集中在离心泵流噪声仿真^[4-9]、通海口活塞辐射^[10-12]以及消声器声学特性^[13-16]等。例如,Parrondo等提出了一种离心泵泵头声场简化方法,分析了泵头内部声场分布和频率特性^[17];Sullivan构建了一种计算开放管口的反射系数的方法,指出反射系数是频率的函数^[18];Munjal采用试验数据对该计算方法的相关系数进行了修正,提高了计算精度^[19];Ji等采用仿真的方法对某管路消声器插入损失开展了评估^[20]。

从目前的研究现状来看,针对通海系统的管路流噪声传递-辐射的研究较少,可能是因为军用领域敏感性,学术领域对该问题缺少关注,军事工程领域又缺少学术研究的氛围,导致我国该领域的噪声控制问题的理论研究不够,工程控制措施的针对性不强,控制效果不理想。

本文针对某通海系统,采用平面波假设^[21]和单端口管口辐射的物理模型^[22],考虑管路及管路附件的弹性影响,建立了平直管路-管路附件-平直管路-带无限大障板的开放管口的简化的通海系统流噪声传递-辐射的仿真模型,该模型的计算准确性经理论估算公式^[23]验证,计算结果准确。以此模型为基础,分析了典型管路附件,例如弯头、变径管、阀门、挠性接管、换热器等对管路系统流噪声传递-辐射特性的影响规律,给出了各附件对流噪声控制的量化排名,指出该通海系统噪声控制重点为进口管路。本文的研究能够为我国军用船舶通海系统噪声控制提供理论支撑。

1 计算模型及验证

1.1 管路流噪声传递辐射计算模型

为了方便对通海系统管路及管路附件壁面弹性和内部流通介质之间的声学耦合效应建模,本文采用有限元方法构建结构部分和流体声场部分的动力学方程,采用 Actran 计算声学软件进行计算。

对于管路及管路附件的弹性壁面,只考虑管路内部声场对管壁的声压激励,不考虑管路水动力激励以及泵组振动的影响,那么在频率坐标下,通海系统结构部分的声振控制方程如下

$$(\mathbf{K}_s + i\omega\mathbf{C}_s - \omega^2\mathbf{M}_s)\mathbf{U}(\omega) = -\mathbf{I}\mathbf{p}_1(\omega) \quad (1)$$

式中: $\mathbf{K}_s$ 、 $\mathbf{C}_s$ 、 $\mathbf{M}_s$ 、 $\mathbf{U}(\omega)$ 分别是管路及管路附件弹性壁的刚度矩阵、阻尼矩阵、质量矩阵、位移向量; ω 是角频率; $\mathbf{I}$ 是管路及管路附件弹性壁与内部声场的耦合矩阵; $\mathbf{p}_1(\omega)$ 是耦合面上声压。

对于管路及管路附件内部和管口辐射的声场,考虑弹性壁振动对声场的影响,考虑泵组声源对管路声场的激励,那么在频率坐标下,通海系统管路及管路附件内部声场的控制方程如下

$$(\mathbf{K}_a + i\omega\mathbf{C}_a - \omega^2\mathbf{M}_a)\mathbf{p}(\omega) = \mathbf{S} - \omega^2\mathbf{I}^T\mathbf{U}_1(\omega) \quad (2)$$

式中: $\mathbf{K}_a$ 、 $\mathbf{C}_a$ 、 $\mathbf{M}_a$ 分别是管路及管路附件内部声场的刚度矩阵、阻尼矩阵、质量矩阵; $\mathbf{p}(\omega)$ 是管路及管路附件内部和管口辐射声场的声压; $\mathbf{U}_1(\omega)$ 是耦合面上弹性壁的振动位移; $\mathbf{S}$ 是管路声学进口的简化声源。

考虑弹性效应,在声源激励下通海系统管路的声振耦合控制方程可以采用下式来表示

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_s + i\omega\mathbf{C}_s - \omega^2\mathbf{M}_s & \mathbf{I} \\ \mathbf{I}^T & (\mathbf{K}_a + i\omega\mathbf{C}_a - \omega^2\mathbf{M}_a)\omega^{-2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{U}(\omega) \\ \mathbf{p}(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{S}\omega^{-2} \end{bmatrix} \quad (3)$$

1.2 管路流噪声传递辐射特性评价方法

通海系统管路比较复杂,包含弯头、阀门、挠性接管、换热器等各种附件,由于其内部流通截面的复杂多变,再叠加管口辐射抗反射波,在管路系统内部形成驻波场,因此在通海管路系统任何一段管路或者附件均无法简单地单独进行评价。鉴于此,考虑到通海系统噪声控制的最终目的在于管口声辐射,

而且对于特定的通海系统的泵组特性、管路长度、管路附件情况均为定值,本文采用泵组进出口处流噪声(即管路模型进口的声压)、管口 1 m 处辐射噪声作为输入,采用总传递损失表征管路流噪声传递辐射的特性。总传递损失 T_t 的定义如下

$$T_t = L_p - L_1$$

(4)

式中: L_p 是通海系统声场进口声压级; L_1 是管口 1 m 处的辐射声压级。

1.3 算例验证

管口辐射的理论公式与实测数据存在一定的偏差,文献[23]根据实测数据,对管口辐射理论公式的声学反射系数提出修正,得到一个描述管口辐射的经验公式,该经验公式的计算结果更加贴近实测值。采用文献[23]的经验公式,估算了 5.0 m 长 DN75 规格钢管的临界频率以下频段,即 10~150 Hz 的管口辐射噪声。经分析发现,所谓的临界频率实际上是管路长度对应半波长的声波频率^[24]。

本文对上述计算结果作进一步的处理,采用管路进口端声压级与辐射管口 1 m 处的声压级的差值作为管路声传递辐射的总传递损失。采用本文模型计算得到 5.0 m 长 DN75 钢管的临界频率为 151.1 Hz,与经验公式结果偏差约为 0.73%,计算得到的 DN75 钢管总传递损失曲线如图 1 所示,与经验公式结果最大偏差约为 3.5%。可见,本文的计算模型是准确的。

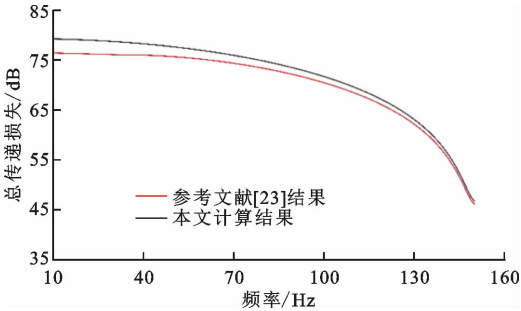


图 1 DN75 钢管总传递损失曲线

Fig. 1 Total acoustic transmission loss curves of DN75 steel pipe

2 通海系统流噪声传递辐射特性计算

2.1 管路系统组成及参数

以某民用船舶通海系统为例,其进出口管路全部为 DN200 标准钢管,长度约为 5.5 m,采用本文的计算模型对该通海系统进行简化,建立本文的计算对象,DN200 钢管管路系统简化模型如图 2 所示。

在上述直管管口辐射模型的基础上,再考虑系



图 2 DN200 钢管管路系统简化模型

Fig. 2 Simplified model of DN200 steel pipeline

统进出口管路附件,例如泵组进出口的挠性接管、阀门、弯头、变径管、出口管路上的换热器等,通过直管与直管+管路附件的管口辐射对比分析管路附件对管路系统声传递辐射特性的影响。

2.2 离散模型及边界条件

根据工程经验,通海系统管路流噪声辐射主要是泵组进出口流噪声激励管路产生平面波,平面波沿管路流体介质传播,在管口产生辐射噪声,1 kHz 以上频段的管路流噪声对辐射噪声影响不大^[25]。受目前水声传感器的适用频率范围限制,10 Hz 以下频段水听器的测量结果的数据有效性不够,因此本文仅就 10 Hz~1 kHz 频段管路总传递损失进行计算分析。

根据声学仿真计算基本原则,管路、局部辐射区域的有限单元尺寸小于 1 kHz 声波波长的 1/6,弹性管壁按照 1 kHz 薄壁弯曲波波长 1/6 确定管壁壳单元大小,经计算,网格尺度不大于 0.03 m,局部辐射区域以外的无限大区域采用无限元模拟,插值阶数不低于 5。对直管管口辐射模型的计算域划分网格单元,共得到六面体单元 32 814 个,网格最小角大于 45°,网格质量很好;共有四边形单元 6 026 个,网格最小角大于 45°,网格质量很好。DN200 钢管管路系统简化模型的网格如图 3 所示。

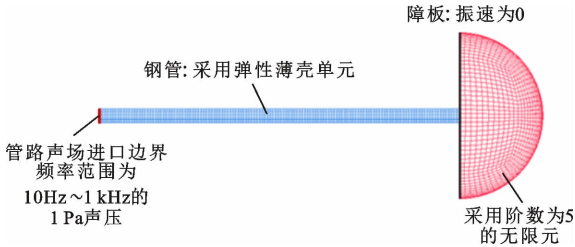


图 3 DN200 钢管管路系统简化模型的网格

Fig. 3 Mesh for simplified model of DN200 steel pipeline

直管 10 Hz~1 kHz 的总传递损失为 76.3 dB,网格无关性验证结果如图 4 所示,可见本文采用 32 814 个网格是合适的。

直管模型的左端端口与泵组的进出口相连,右

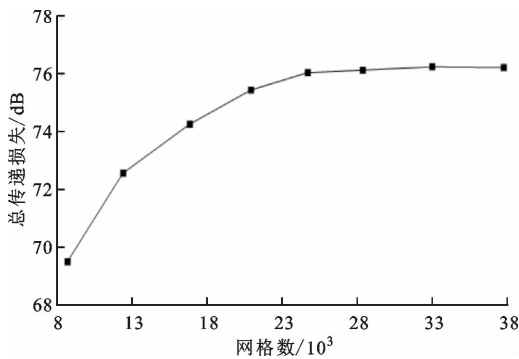


图 4 网格无关性验证

Fig. 4 Mesh independence verification

端端口为通海口,由一个半球区域包围,用于模拟通海口附近的辐射声场。为了便于计算该泵组进出口流噪声到系统通海口的声学总传递损失,本文在左端端口施加声压边界、对弹性钢管采用弹性壳单元模拟、无限大障板采用振速边界,管口附近辐射声场的外表面采用阶数为 5 的无限元模型,用于建立无限大辐射声场的边界条件。

对于管路附件的考虑,通过网格组装实现,将直管网格对应附件安装部位的直管段替换为相应的管路附件。例如, DN200 钢管+截止止回阀的系统模型网格如图 5 所示。由于直管段的网格与截止止回阀的网格是分别划分的,在两者的交界面上网格节点并不一一对应,本文采用耦合面的插值算法,确保直管网格与截止止回阀网格在计算过程中声压的传递。



图 5 DN200 钢管+截止止回阀的系统模型网格

Fig. 5 Mesh for simplified model of DN200 steel pipeline with a stop check valve

2.3 管路附件对传递辐射特性的影响分析

截止止回阀是管路系统常用的一种阀门,截止止回阀的内部结构如图 6 所示,蓝色部分为阀内部隔断板,绿色部分为阀芯。

在隔断板中间有一个 DN200 的流通孔,阀芯旋入该流通孔可以起到流体介质的截止作用。在船舶行业,通常认为阀门全开之后,由于 10 Hz~1 kHz 频段的水声波长在 15 m 以上,阀门内部结构尺度较小,对声传播无影响,往往在分析中忽略截止止回阀的内部隔断板。本文对带内隔板、无内隔板的模型均进行了分析,便于对比内隔板的影响。

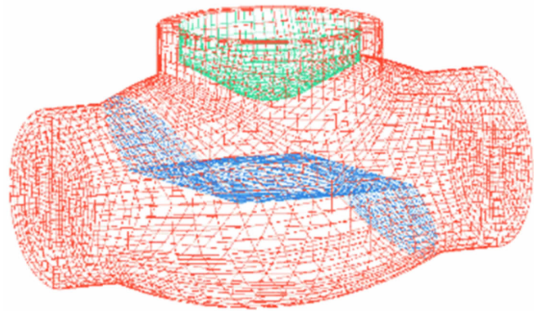


图 6 截止止回阀的内部结构

Fig. 6 Inner structure of the stop check valve

截止止回阀对总传递损失的影响如图 7 所示。可见,截止止回阀可以对总传递损失曲线具备调频、调幅的作用,总传递损失曲线基本上得到整体抬升,对系统管口辐射噪声控制效果提升,其中带内隔板的影响非常显著,比无内隔板的阀门的总传递损失普遍提高了约 20 dB,即可以降低管口辐射噪声 20 dB。

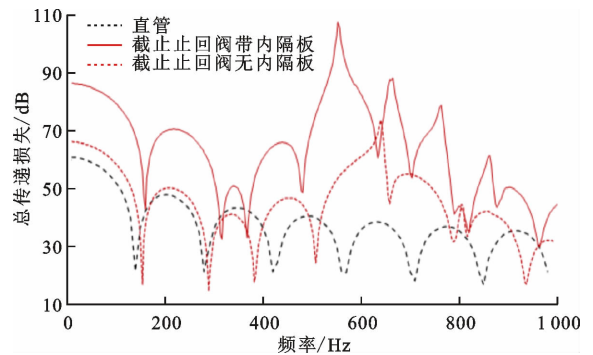


图 7 截止止回阀对总传递损失的影响

Fig. 7 Effect of the stop check valve on total acoustic transmission loss

参考行业内标准测试方法,在阀进出口接无限长直管,计算其传递损失。截止止回阀传递损失的对比如图 8 所示。

截止止回阀安装在系统内部的条件下,对声传

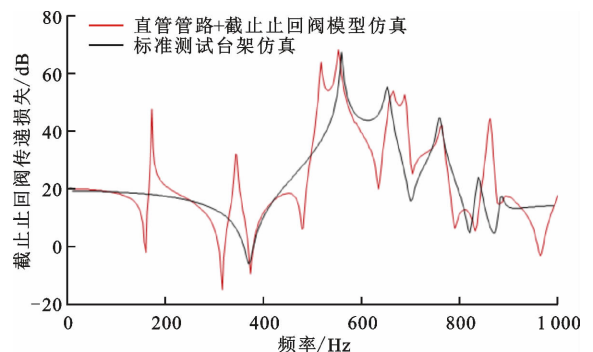


图 8 截止止回阀传递损失的对比

Fig. 8 Transmission loss comparison of stop check valve

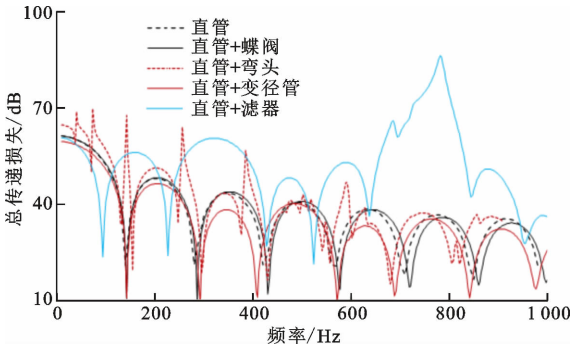
播的传递损失与标准测试条件下的插入损失存在很大的偏差,最大接近 30 dB。管路附件测试的插入损失不能直接用于系统的声学评估。

对于民用船舶通海系统,管路附件对 10 Hz~1 kHz 频段总传递损失的影响见表 1,可见总传递损失提升最大的是换热器,高达 94.9 dB;其次是挠性接管的 33 dB、截止止回阀的 28.5 dB,相比之下,滤器、变径管、弯头的影响较小,蝶阀的影响可以忽略。各个管路附件对总传递损失曲线的影响如图 9 所示。

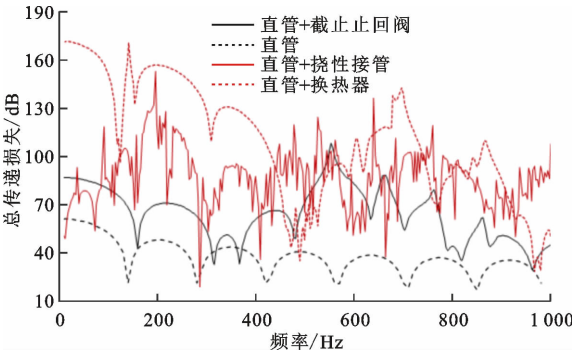
表 1 管路附件对 10 Hz~1 kHz 频段总传递损失的影响

Table 1 Effect of pipe fittings on total acoustic transmission loss in 10 Hz~1 kHz band

项目	总传递损失/dB	比直管增加值/dB
直管	76.3	0
直管+止回阀	104.8	28.5
直管+蝶阀	77.8	1.5
直管+弯头	79.4	3.1
直管+变径管	80.5	4.2
直管+挠性接管	109.3	33.0
直管+换热器	171.2	94.9
直管+滤器	85.4	9.1



(a)直管、蝶阀、弯头、变径管、滤器



(b)截止止回阀、挠性接管、换热器

图 9 管路附件对总传递损失曲线的影响

Fig. 9 Effects of pipe fittings on total acoustic transmission loss

通海系统出口管路往往安装有换热器、挠性接管、截止止回阀等管路附件,进口管路往往安装滤器、挠性接管、蝶阀等管路附件,从声传递的角度来看,出口管路对泵组流噪声的控制效果远高于进口管路,通海系统噪声控制应以进口管路噪声控制为主。

3 结 论

本文采用总传递损失表征通海系统泵组流噪声沿管路流体介质传递-辐射的声学特性,通过单端口的管路管口辐射模型,计算了典型管路附件对该声学特性的影响,发现管路附件对总传递损失有不同程度的提高,换热器可以提高 94.9 dB,挠性接管提高 33 dB、截止止回阀提高 28.5 dB,相比之下,滤器、变径管、弯头的提高效果小于 10 dB,蝶阀仅提高 1.5 dB。

参考文献:

[1] 方超,蔡标华,马士虎,等. 基于 BEM/FEM 的船舶注水系统管路噪声分离预报 [J]. 噪声与振动控制, 2018, 38(5): 89-93.
FANG Chao, CAI Biaohua, MA Shihu, et al. Noise separation prediction of water injection pipeline systems of warships based on BEM/FEM [J]. Noise and Vibration Control, 2018, 38(5): 89-93.
[2] 刘厚林,丁剑,王勇,等. 基于大涡模拟的离心泵水力噪声数值模拟 [J]. 机械工程学报, 2013, 49(18): 177-183.
LIU Houlin, DING Jian, WANG Yong, et al. Numerical simulation of hydrodynamic noise in centrifugal pump based on LES [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(18): 177-183.
[3] 季振林. 消声器声学理论与设计 [M]. 北京: 科学出版社, 2015: 33-45.
[4] DONG R, CHU S, KATZ J. Effect of modification to tongue and impeller geometry on unsteady flow, pressure fluctuations, and noise in a centrifugal pump [J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119(3): 506-515.
[5] CHU S, DONG R, KATZ J. Relationship between unsteady flow, pressure fluctuations, and noise in a centrifugal pump: part A Use of PDV data to compute the pressure field [J]. Journal of Fluids Engineering, 1995, 117(1): 24-29.
[6] SI Qiaorui, ALI A, YUAN Jianping, et al. Flow-induced noises in a centrifugal pump: a review [J]. Science of Advanced Materials, 2019, 11(7): 909-

- 924.
- [7] CHU S, DONG R, KATZ J. Relationship between unsteady flow, pressure fluctuations, and noise in a centrifugal pump: part B Effects of blade-tongue interactions [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1995, 117(1): 30-35.
 - [8] WANG Yuqin, DING Zewen. Influence of blade number on flow-induced noise of centrifugal pump based on CFD/CA [J]. *Vacuum*, 2020, 172: 109058.
 - [9] GAO Ming, DONG Peixin, LEI Shenghui, et al. Computational study of the noise radiation in a centrifugal pump when flow rate changes [J]. *Energies*, 2017, 10(2): 221.
 - [10] TANG X M, TOKSÖZ M N, CHENG C H. Elastic wave radiation and diffraction of a piston source [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1990, 87(5): 1894-1902.
 - [11] DOUGLAS MAST T, YU Feng. Simplified expansions for radiation from a baffled circular piston [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2005, 118(6): 3457-3464.
 - [12] LAPIN A D. Radiation impedance of a piston in a waveguide [J]. *Acoustical Physics*, 2000, 46(3): 367-369.
 - [13] CHOY Y S, HUANG Lixi. Experimental studies of a drumlike silencer [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2002, 112(5): 2026-2035.
 - [14] HUANG Lixi. Modal analysis of a drumlike silencer [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2002, 112(5): 2014-2025.
 - [15] YU Xiang, TONG Yuhui, PAN Jie, et al. Sub-chamber optimization for silencer design [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, 351: 57-67.
 - [16] CHOY Y S, HUANG Lixi. Effect of flow on the drumlike silencer [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2005, 118(5): 3077-3085.
 - [17] PARRONDO J, PÉREZ J, BARRIO R, et al. A simple acoustic model to characterize the internal low frequency sound field in centrifugal pumps [J]. *Applied Acoustics*, 2011, 72(1): 59-64.
 - [18] SULLIVAN J W. A method for modeling perforated tube muffler components: I Theory [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1979, 66(3): 772-778.
 - [19] MUNJAL M L. Analysis of a flush-tube three-pass perforated element muffler by means of transfer matrices [J]. *International Journal of Acoustics and Vibration*, 1997, 2(2): 63-68.
 - [20] JI Zhenlin, FAN Yiliang. MAP: a simulative program for acoustic prediction and analysis of duct muffling systems [C]//*Proceedings of the SAE 2015 Noise and Vibration Conference and Exhibition*. Warrendale, PA, USA: SAE, 2015: 2015-01-2317.
 - [21] EASWARAN V, MUNJAL M L. Plane wave analysis of conical and exponential pipes with incompressible mean flow [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1992, 152(1): 73-93.
 - [22] RZENTKOWSKI G, ZBROJA S. Experimental characterization of centrifugal pumps as an acoustic source at the blade-passing frequency [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2000, 14(4): 529-558.
 - [23] SELAMET A, EASWARAN V. Modified Herschel-Quincke tube: attenuation and resonance for n-duct configuration [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1997, 102(1): 164-169.
 - [24] 孙玉东, 钟荣, 王锁泉, 等. 基于双端口声源特性测试方法的离心泵水动力噪声试验研究 [J]. *船舶力学*, 2016, 20(S1): 198-205.
SUN Yudong, ZHONG Rong, WANG Suoquan, et al. Experimental research on hydrodynamic noise of centrifugal pumps based on two-port source characteristic test method [J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2016, 20(S1): 198-205.
 - [25] 何祚镛. 水下噪声及其控制技术进展和展望 [J]. *应用声学*, 2002, 21(1): 26-34.
HE Zuoyong. Review of some aspects of underwater noise including its control techniques and Its prospect [J]. *Applied Acoustics*, 2002, 21(1): 26-34.

(编辑 武红江)