排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2013 年 2 月 Feb. 2013 | 第 31 卷 第 2 期 Vol. 31 No. 2

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.2013.02.011

船舶用输液管路新型消声器特性分析

许伟伟[1]，吴大转[1]，王乐勤[1]，郝宗睿[2]
（1.浙江大学化工机械研究所，浙江 杭州 310027；2.山东省科学院海洋仪器仪表研究所，山东 青岛 266001）


许伟伟

摘要：为降低管路辐射噪声及流体脉动，设计一种用于输液管路的新型消声器，通过试验与数值计算相结合的方法评估其消脉降噪性能，采用一维模型与三维有限元模拟计算其传递损失，利用水听器测试安装消声器前后管口辐射噪声，并采用 Adina 流固耦合有限元软件评估其消脉性能. 结果表明：一维计算模型与三维有限元模型预测消声器传递损失吻合较好；管口声辐射主要与管路动力装置周期噪声以及流体脉动频率有关，故降低流体脉动亦可降低管口声辐射；消声器针对特性频率具有消声效果，在 6 000 Hz 1/3 倍频程处，消声器降低声压级 3.5 dB；在消声器内壁增加弹性元件，使流体与弹性壁发生耦合，有利于改善管道内流体的脉动，当流体脉动频率为 250 Hz、弹性元件弹性模量为 267 MPa 时，消声器可降低流体脉动幅值达 70%.

关键词：消声器；流体脉动；管路辐射噪声；试验；数值模拟
中图分类号：U661.44　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2013)02-0142-04

Analysis on characteristics of new muffler for marine pipelines

Xu Weiwei[1], *Wu Dazhuan*[1], *Wang Leqin*[1], *Hao Zongrui*[2]
(1. Institute of Chemical Machinery Engineering, Zhejiang University, Hangzhou, Zhejiang 310027, China; 2. Institute of Oceanographic Instrumentation, Shandong Academy of Science, Qingdao, Shandong 266001, China)

Abstract: In order to reduce pipeline-radiated noise and fluid pulsation, a new muffler was designed and developed. Through experiments and simulations, the performance of the new muffler was evaluated. Its transmission losses was calculated by one-dimensional model and 3D finite element model. The radiated noise at the pipe mouth before and after the installation of the muffler was measured by a hydrophone and compared. Fluid-solid coupling finite element software Adina was used to evaluate the muffler's capacity of reducing pulsation. The results show that the one-dimensional calculation model is in agreement with 3D finite element model in predicting the transmission loss of the muffler. The pipeline-radiated noise is chiefly related to the cycle noise of the motion system of the pipeline and the fluid pulsation rate. Therefore, to reduce fluid pulsation can also reduce the pipeline-radiated noise at the pipeline mouth. The muffler reduce radiated noise caused by some special frequencies significantly, the sound pressure level was reduced to 3.5 dB for the one third octave at 6 000 Hz. Elastomers added to the inner side of the muffler will couple the fluid and the elastomers, which is helpful in improving the fluid pulsation. When the fluid pulsation rate is 250 Hz and the elasticity coefficient of elastomer is 267 MPa, the amplitude of the fluid pulsation can be reduced up to 70% .

Key words: muffler; fluid pulsation; pipeline radiated noise; experiment; numerical simulation

舰船中管路振动噪声是指由管路自身的机械振动或管路内流体运动诱发的振动噪声现象. 舰船

收稿日期：2012-06-11
基金项目：国家自然科学基金资助项目(51206101)；中央高校基本业务费专项资金资助项目
作者简介：许伟伟(1984—)，女，山东泰安人，博士研究生(xuweiweisydx@126.com)，主要从事流体噪声控制研究.
吴大转(1977—)，男，浙江温州人，副教授，博士生导师(wudazhuan@zju.edu.cn)，主要从事流体机械设计及流体噪声控制研究.

振动噪声将严重影响舰艇的隐身性. 因此，如何降低舰船管路系统的振动和噪声十分重要[1-4].

目前主要的管路降噪措施有采用挠性头减小管路机械振动的传递、利用蓄能器衰减流体脉动以及采用共鸣式或扩张式消声器降噪[5-8]. 虽然针对船舶管路降噪目前已有部分研究进展，但仍有许多有待解决的问题：一方面，应用于液体介质管道的消声器实际应用研究较少[7-8]，并且其主要依赖于数值模拟数据，鲜有试验研究方面的报道；另一方面，在舰艇上使用较大体积的消声器较为受限，极少推荐使用，而且采用消声器对液体介质管道进行降噪的效果受管道结构及液体介质性质影响较大. 故探索新型消声器对降低舰船振动和噪声至关重要.

文中拟通过试验模拟测试舰船用管路辐射噪声特性，并测试内插管消声器对管路的消声效果，依靠阻抗弹性体元件缓解流体脉动.

1　水消声器一维计算模型验证

评价消声器的消声量常使用插入损失和传递损失. 传递损失反映消声器本身的传递特性，它取决于水消声器的几何形状和介质特性，不受声源管道系统的影响. 插入损失不仅与消声器的消声特性有关，而且与声源特性、消声器出口端阻抗有关.

消声器的一维计算模型是一种传统的计算传递损失的方法[9]. 在平面波理论基础上，假设管道内声波以平面波沿轴向传播，消声器管道壁面无振动，声波不能沿管壁向外透射. 根据同一横截面压力相等、体积流量连续，可推导单室扩张式消声器内声压传递损失的计算公式为

$$TL = 10\lg\left[\cos^2 fl + \frac{1}{4}\left(m + \frac{1}{m}\right)^2 \times \sin^2 fl\right], \quad (1)$$

式中：TL 为传递损失；f 为频率；l 为消声器尺寸；m 为扩张比.

为验证一维计算模型可靠性，文中将式(1)引入 Matlab 软件，编程计算水消声器传递损失，并与文献[7]中 Sysnoise 有限元计算结果进行对比，如图 1 所示. 由图可知，水消声器的一维计算模型对低频传递损失的预测与有限元计算结果基本一致，高频传递损失预测结果与有限元计算结果相比偏小，表明水消声器一维计算模型具有良好的预测性.

文中试验设计消声器采用内插管单室扩张式. 利用水消声器一维理论模型与 Sysnoise 软件计算其传递损失，对比结果如图 2 所示. 由图可知，本结构消声器可有效降低输液管路内的流体噪声，3 000 Hz 以上传递损失达 10 dB. 同时 2 种方法的计算结果相近，验证了水消声器一维计算模型的可靠性.

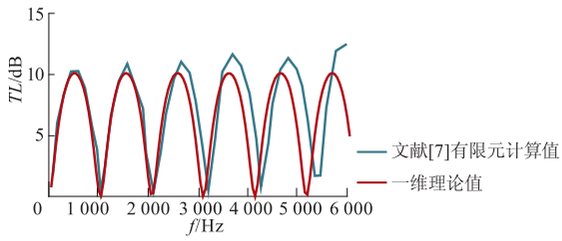


图 1　水消声器一维计算结果验证

Fig. 1　Verification of one-dimension model of muffler

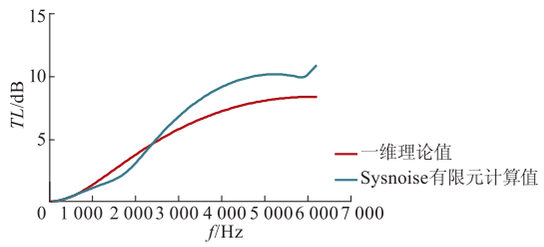


图 2　内插管单室扩张式消声器传递损失的理论计算

Fig. 2　Transmission loss of water muffler

2　试验装置

采用图 3 所示试验装置模拟海水管辐射噪声. 齿轮泵基本参数为额定流量 $Q = 5\ \mathrm{m^3/h}$，额定压力 $p = 3.3\ \mathrm{MPa}$. 水听器置于 7 $\mathrm{m^3}$ 水槽中，用于测量管路传入水中噪声量级. 为避免射流噪声对辐射噪声的干扰，将水听器放置在管路流体入口端. 2 个压力传感器用于测量管路流体压力脉动. 齿轮泵出口端设有流量传感器，用于测量脉动流量. 出水排入水槽，不与水箱连接循环使用. 测试采用振动噪声测试系统，齿轮泵的转速及对应的频率改变通过调频器设置实现.

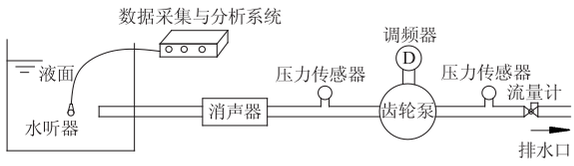


图 3　试验装置

Fig. 3　Test instruments

3　管路辐射噪声特性

齿轮泵啮合齿数为 10，转速为 50 r/s，故齿轮泵

转动基频为500 Hz. 目前常用于气体消声的消声器结构多样,图4为内插管单室扩张式消声器结构示意图. 其原理是当声波传入扩张室时,体积突然膨胀,声波因反射而损耗声能量,当声波离开扩张室时,又有部分声波因反射而损耗,最终达到消脉消声的作用. 但液体与气体物性差异较大,将内插管消声器用于液体消声的研究较少,且鲜有采用试验手段研究液体消声器的文献.

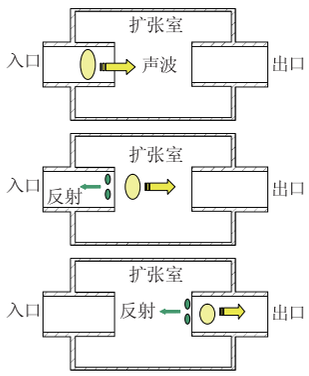


图4 内插管单室扩张式消声器

Fig. 4 Muffler structure

测试安装消声器前后管路入口处的辐射噪声,测试结果如图5所示.

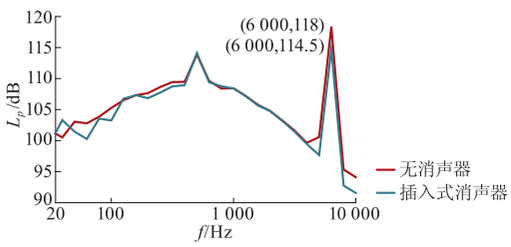


图5 进水口处声压1/3倍频图

Fig. 5 1/3 octave sound pressure level at pipe inlet

由图5可知,安装消声器前后,管路入口处辐射噪声频谱图特性相似,10 000 Hz以下存在2个声压级峰值,分别是500 Hz处的第1峰及6 000 Hz处的第2峰. 第1峰值频率与齿轮泵基频一致,其声压级主要是由于齿轮泵转动产生噪声并通过管路或管道内液体辐射所致. 安装消声器前后,500 Hz处的声压级未发生明显变化,说明只对流体有作用的消声器对通过管道辐射的噪声没有消声作用,故齿轮泵转动产生的噪声主要通过管道辐射释放;6 000 Hz处的高频声压级峰值是由管道内流体湍动所致,在管路上安装消声器能有效降低声压级3.5 dB. 另外,消声器亦能降低500 Hz以下的噪声,但对500~4 000 Hz的噪声降噪不明显,表明500~4000 Hz的噪声主要通过管道辐射释放,需要对管道采取措施来降低该频段的噪声.

4 弹性壁消脉性能模拟

高频处噪声主要由管道内流体脉动湍动产生,故降低管道内流体脉动可作为降低流体噪声的方法之一[10-11]. 为降低管道内流体脉动幅值,试探性地在消声器扩张室内壁增加弹性材料,研究弹性材料对脉动流体的耦合作用. 利用Adina软件中的流固耦合模块监测消声器进出口流体脉动特性.

首先监测刚性消声器(内壁无弹性材料)进出口流体流量脉动规律,进口速度边界条件为

$$V = 2.25 \times \mathrm{abs}(\sin 785t), \tag{2}$$

式中:t为时间.

进出口流量脉动如图6所示. 由图可知,在消声器全刚性边界条件下,进出口流体流量脉动幅值跟频率基本一致.

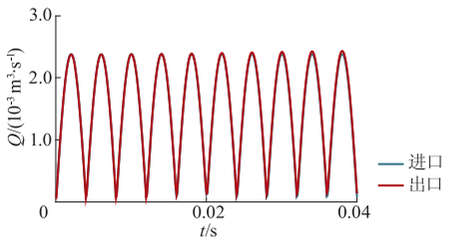


图6 刚性壁消声器进出口流体流量脉动

Fig. 6 Flow rates pulsation at inlet and outlet of muffle without elastomer

消声器内壁增加弹性材料,结构示意图如图7所示,取弹性材料的弹性模量为267 MPa. 监测Adina计算结果,流体进出口体积流量脉动规律如图8所示.

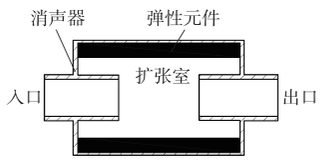


图7 弹性壁消声器结构

Fig. 7 Elastomeric muffler structure

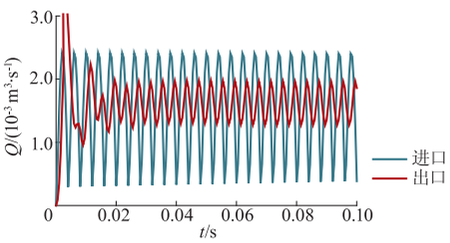


图8 弹性壁消声器流体进、出口流量脉动

Fig. 8 Flow rates pulsation at inlet of muffle with elastic element

由图可知,脉动流体在消声器弹性壁耦合作用下发生明显变化,进口流量脉动幅度约为 2×10^{-3} m^3/s,而出口流量平均脉动幅度为 0.6×10^{-3} m^3/s,70% 的流量脉动幅值在消声器内弹性元件的耦合作用下被消除,可见弹性壁面确实起到了消脉作用.

5　结　论

以试验测试、理论推导方式评价适用于液体的消声器性能,得到以下结论:

1) 用于水消声器的一维计算模型对低频传递损失的预测与 Sysnoise 有限元计算结果基本一致.高频传递损失的预测结果偏小,表明一维计算模型具有良好的预测性.

2) 水消声器对流体噪声具有消声作用,经试验测试,对 6 000 Hz 处的高频声压级峰值,安装消声器后能有效降低声压级 3.5 dB,而通过管道辐射的噪声需要另外采取措施降噪.

3) 水消声器内壁增加弹性材料是降低流体脉动的有效措施,70% 的流量脉动幅值在消声器内弹性元件的耦合作用下被消除.

参考文献(References)

[1] 包家汉,潘紫微,徐培民,等. 基于流固耦合的泵组管系振动分析[J]. 排灌机械工程学报,2010, 28(4): 349 – 353.
Bao Jiahan, Pan Ziwei, Xu Peimin, et al. Vibration analysis on a pipe system of pumps based on fluid-structure interaction[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(4): 349 – 353. (in Chinese)

[2] Oz H R. Non-linear vibrations and stability analysis of tensioned pipes conveying fluid with variable velocity [J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2001, 36: 1031 – 1039.

[3] Kaewunruen S, Chiravatchradej J, Chucheepsakul S. Nonlinear free vibrations of marine risers/pipes transporting fluid[J]. Ocean Engineering, 2005, 32(3/4): 417 – 440.

[4] Ni Q, Zhang Z L, Wang L. Application of the differential transformation method to vibration analysis of pipes conveying fluid[J]. Applied Mathematics and Computation, 2011, 217(16): 7028 – 7038.

[5] 王强,沈荣瀛,姚本炎,等. 管路消振器降低管路振动与脉动压力[J]. 中国造船,2003,44(1): 39 – 45.
Wang Qiang, Shen Rongying, Yao Benyan, et al. Attenuation of vibration and pulsating pressure of pipeline using pipe attenuator[J]. Shipbuilding of China, 2003, 44(1): 39 – 45. (in Chinese)

[6] 王伯良. 噪声控制理论[M]. 武汉:华中理工大学出版社, 1990.

[7] 田华安, 荀振宇, 郑超凡, 等. 水消声器声学性能仿真分析研究[J]. 中国舰船研究,2007, 2 (6): 62 – 64,77.
Tian Hua′an, Xun Zhenyu, Zheng Chaofan, et al. Simulative investigation into acoustic characteristics of water silencers[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2007, 2 (6): 62 – 64, 77. (in Chinese)

[8] 田华安, 柳贡民,杨永强. 水消声器阻力损失仿真研究[J]. 黑龙江科技学院学报, 2004,14(1): 29 – 32.
Tian Hua′an, Liu Gongmin, Yang Yongqiang. Emulational investigation of resistance loss of silencer used in seawater pipeline [J]. Journal of Heilongjiang Institute of Science and Technology, 2004, 14 (1): 29 – 32. (in Chinese)

[9] 黎志勤,黎苏. 汽车排气系统噪声与消声器设计[M]. 北京:中国环境科学出版社,1991.

[10] 陆森林, 曾发林, 刘红光, 等. 消声器中的高次波及其对消声性能的影响[J]. 江苏大学学报:自然科学版,2007, 28(5): 385 – 388.
Lu Senlin, Zeng Falin, Liu Hongguang, et al. Effect of higher order mode waves on muffler performance[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2007, 28(5): 385 – 388. (in Chinese)

[11] 曹卫东,张晓娣,高一. 逆压梯度边界层壁面局部微振动诱导大涡结构[J]. 江苏大学学报:自然科学版, 2011,32(5): 522 – 527.
Cao Weidong, Zhang Xiaodi, Gao Yi. Coherent structure on boundary layer wall induced by local micro vibration under adverse pressure gradient[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2011, 32 (5): 522 – 527. (in Chinese)

(责任编辑　盛杰)