

文章编号: 1005-0329(2017)01-0015-05

船用海水调节阀声学性能的仿真预测与试验研究

周爱民¹ 段 晨¹ 余 涛¹ 周苏明¹ 李树勋²

(1. 武汉第二船舶设计研究所,湖北武汉 430064; 2. 兰州理工大学,甘肃兰州 730050)

摘 要: 为预测某型船用三通调节阀声学性能特性,应用 Solidworks 软件对阀体主、侧流道结构优化设计。首先将几何模型导入 Fluent 软件中进行压力场和速度场仿真分析,获取改进后阀体的三维模型;进一步利用 ANSYS 软件和声学分析软件 LMS 预测了调节阀在不同开度下主、侧通道的噪声和振动特性曲线。分析结果表明:阀体噪声和振动随着主通道开度的增加而变大;与试验值相比,两者吻合度较高,偏差最大值不超过 7%。

关键词: 海水调节阀;噪声与振动;CFD 仿真;试验比较

中图分类号: TH137 文献标志码: A doi: 10.3969/j.issn.1005-0329.2017.01.003

Acoustic Performance Simulation Prediction and Experimental Research of Marine Seawater Regulating Valve

ZHOU Ai-min¹, DUAN Chen¹, YU Tao¹, ZHOU Su-ming¹, LI Shu-xun²

(1. Wuhan 2nd Ship Design and Research Institute, Wuhan 430064, China;

2. Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: It was established an optimization design of the main and by-pass channels' structure for some marine seawater regulating valve with Solidworks software to predict its acoustic performance. Firstly valve geometrical model has been imported in the Fluent CFD software to simulate the distribution of pressure and velocity field, which can obtain the improved 3D valve model. Moreover the noise and vibration curve of the main and by-pass channels for some 3-way regulating valve with ANSYS and LMS software. The results show that the valve noise and vibration become larger with the increase of the main channel's opening degree. Compared with the system test experimental data, its acoustic characteristics indicate remarkable consistency and the maximum error is less than 7%.

Key words: seawater regulating valve; noise and vibration; CFD simulation; experimental comparison

1 前言

船舶海水冷却水系统设计中,各舱室主管路之间及各支管路海水用户均设置了不同类型的调节阀,其主要功能是调节和控制管网内流体的流量、压阻和流向,维持系统流量的动态平衡,从安全、减振降噪的角度出发对各种阀门的性能进行分析是十分必要的。文献[1~5]已证明,阀门附近的漩涡是其产生流噪声的主要原因,并且随着开度的变化,阀门附近漩涡的尺度增大、涡量变大、噪声增加,成为影响系统噪声指标的主要因素。目前,在船舶领域内对于调节阀声学性能的研究日益重视,基本设计路线为噪声源分析→

声学结构优化↔CFD 强度校核与仿真→试验台架验证。但由于阀门结构、边界条件及模型计算方程的复杂性,对其声学性能进行较为可信的 CFD 仿真预测比较困难,相关文献较少。其中文献[6,7]以某型蒸汽管路截止阀为研究对象,分析了阀门作为蒸汽管路中噪声源的声源特性,通过 CFD 数值模拟研究了阀门内部蒸汽流场的分布状态以及阀门流噪声的频谱特性。文献[8]采用 CFD 技术优化了某通海阀内流道结构,有效地提高阀内最低压力、降低阀内最高流速和阀内最高湍动能、消除漩涡,从根本上降低了阀门流噪声,为高压通海阀提供一个安全、流畅的内部通道。这些成果对于研究海水调节阀的声学性能均

收稿日期: 2016-05-12 修稿日期: 2016-06-29

有一定的借鉴。

本文以某型低噪声海水三通调节阀为对象,借助有限元分析软件 ANSYS、计算流体力学 CFD 软件 Fluent 和 CFX、振动噪声分析软件 LMS Virtual Lab,建立阀体主、侧流道三维几何模型。根据阀体结构优化与声学性能耦合计算的方程式,研究阀体在不同压差、不同开度下噪声和振动总振级等声学特性,并与其试验结果进行比较。本文研究成果能为后续同类阀件的声学性能优化设计提供参考。

2 模型构建及仿真计算

2.1 海水调节阀流道模型的建立

选取的某型三通海水调节阀主要参数为 DN65,额定流量 $20 \text{ m}^3/\text{h}$,主、侧通道流量特性曲线见图 1,流量特性为控制回路等百分比,旁通回路线性。

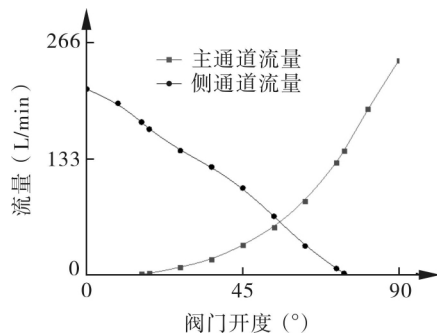


图 1 三通调节阀流量特性曲线

利用 SolidWorks 三维实体建模软件,建立三通调节阀三维流道模型,流道模型网格由 ICEM CFD 软件划分生成。由于三通调节阀内腔形状和流动状态复杂,采用自适应网格划分方法生成阀内流动区域贴体网格,阀体采用四面体/混合网格进行划分,并且对流动变化剧烈区域如调节阀入口处流道、阀芯端部流道都进行了加密处理。三通调节阀流道模型的网格结构如图 2 所示。

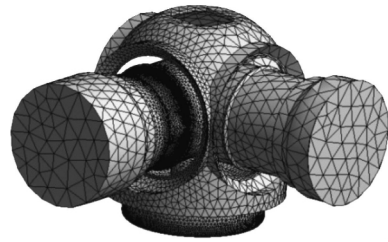


图 2 调节阀主、侧通道网格模型

模型建立后计算方程的选取及计算过程详见文献 [6]。

2.2 不同开度下压力场及速度场分析

对三通调节阀的主、侧通道流道模型在 ANSYS CFX 中进行模拟求解,以水为介质,模拟计算 3 种压差 (30, 50, 100 kPa) 下三通调节阀主、侧通道在不同开度 (以主通道开度为基准) 下的流量分布,并得到调节阀主流道内部在不同开度下的压力和速度分布云图,见图 3~4。

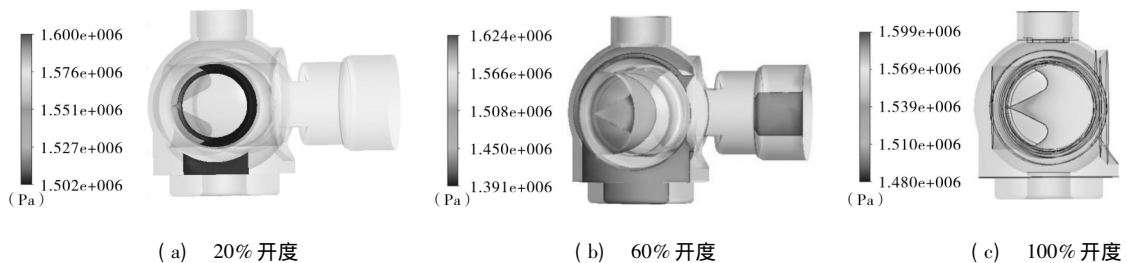


图 3 三通阀主通道在不同开度下压力云图

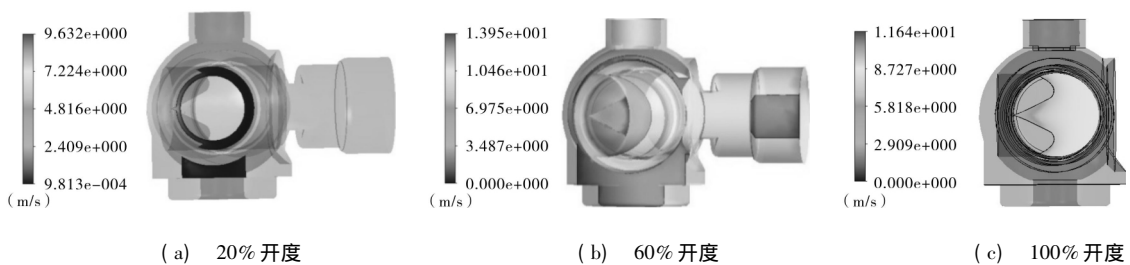


图 4 三通阀主通道在不同开度下速度云图

由图 3 可以看出,在 20% 开度下阀进口流道压力分布相对较高,而 V 型开口处压力稍有缓和。在 60% 开度下,调节阀压力较高的地方出现在阀入口处,V 型开口区域压力呈缓和趋势,阀后压力分布均匀;在 100% 开度下,介质流经的区域压力分布相对均匀,高压主要集中在阀入口 V 型开口以外的区域,此时压力分布缓和,V 型开口内压力有所增大。

由图 4 可以看出,阀刚开启(20% 开度)时,V 型开口端部处的流速最大,出现速度集中,主要是 V 型切口节流造成的影响;随着开度的增加,流速较大的地方集中在 V 型开口区域内,向四周呈逐渐降低的趋势。

以上针对阀体结构三维模型的仿真可为阀体内部流道结构优化提供理论依据,为下一步开展阀体声学性能计算提供基础。

2.3 三通调节阀噪声性能预测

调节阀的噪声预测采用理论公式计算,具体方法为:利用 CFD 软件 Fluent 对阀体在预测工况下的流场进行数值模拟,获得阀的流量系数及预测工况下的流量值;再根据标准 IEC 60534-8-4-2005 中的典型阀门的噪声预测公式进行噪声的理论计算。

经仿真计算得知阀门主通道在 20%、60%、80%、100% 开度下,工作压力为 1 MPa 时拟合出不同开度下噪声曲线,如图 5 所示。

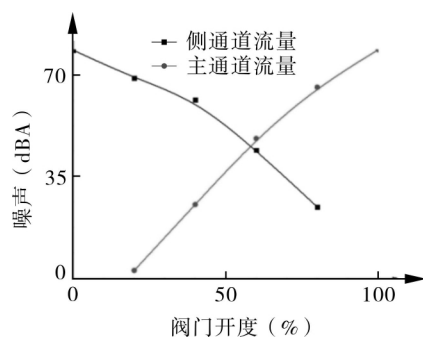


图 5 调节阀不同开度下噪声曲线

2.4 三通调节阀总振级性能预测

采用 LMS Virtual.Lab 软件和 CFD 软件相结合的方式,基于直接边界元法对阀门声学性能进行预测。将优化后的系统管路-阀体模型导入 CFD 软件,利用 CFX 模块模拟得到流体流动稳态信息,然后对流体进行瞬态分析,对于管、阀等非旋转机械,根据文献 [9,10] 定义 0~300 Hz 的频

率范围可覆盖管道所有的振动频率,对流体瞬态初始条件进行设定,得到流体压力脉动时域信息,图 6 为主通道全开时流体耦合面压力 1s 时的压力脉动云图。



图 6 主通道全开时流体耦合面压力脉动云图

将上述管-阀三维模型导入 LMS 软件,利用软件自带网格划分模块对其进行网格划分,网格模型如图 7 所示,其中原点为振动监测点。

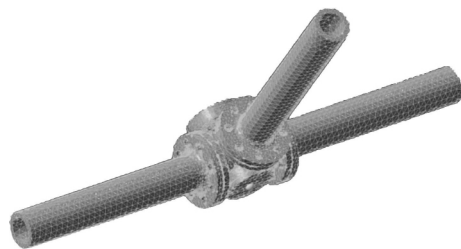


图 7 管-阀系统网格划分模型

将管道两端固定,利用直接边界元法(BEM)对耦合面加速度信息传递进行模拟,得到管-阀壁面的频域加速度幅值(dB),图 8 为主通道全开时频率 49.9 Hz 的管-阀壁面加速度幅值。



图 8 主通道全开时频率 49.9 Hz 壁面加速度振动幅值

由图可知,频率 49.9 Hz 时阀体壁面的加速度振动幅值最大,最大值为 -94.5 dB,由于管道两端固定,管-阀结构越接近固定端处,其振动加速度幅值越小。

对阀门同一监测点不同行程(0°、9°、18°、27°、36°、45°、54°、63°、72°、81°、90°)下的振动加

速度进行模拟,将不同开度下主、侧通道的振动加速度绘于同一坐标图中,如图9所示,侧通道全开时阀门总振级最大(94.0 dB)。

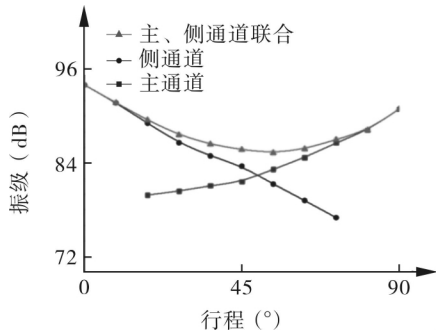


图9 不同行程下振级曲线

3 试验验证及结果分析

振动性能测试按文献[9,10]中的相关要求,调节阀噪声性能测试文献[11,12]要求进行,噪声振动性能试验台架如图10所示。

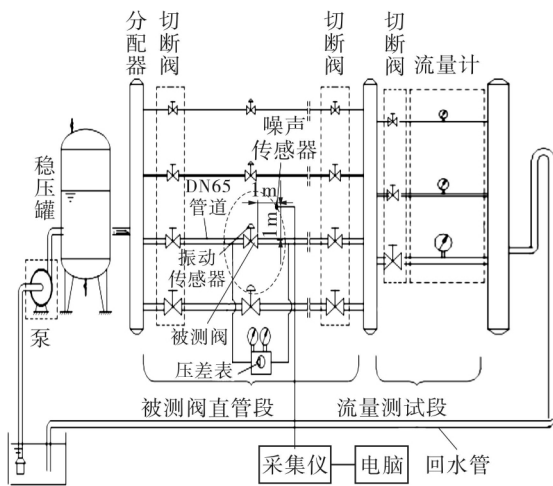


图10 噪声振动试验系统原理示意

3.1 三通调节阀噪声性能试验

噪声试验时,噪声测量包括阀门流噪声和环境噪声,阀门流噪声的声压级为测量的总声压级去除环境噪声产生的背景声压级^[13~15]。通过调节阀前压力,测量不同开度下阀门的总声压级,并根据标准 GB/T 3222.2 中式(5)得到该阀的实际测点声压级,试验数据见表1和表2。由表1、表2可知,经修正后主通道噪声最大值在主通道全开处,最大值为43.2 dB;侧通道最大值在侧通全开处,最大值为42.2 dB。仿真模拟值与试验值最大偏差为6.67%。

表1 主通道噪声试验数据

相对开度 (%)	阀前压力 P_1 (kPa)	差压 ΔP (kPa)	阀外 1 m 处噪声 (20 ~ 10000 Hz)		
			预测值 [dB(A)]	试验值 [dB(A)]	误差 (%)
20	93	30	1.5	1.6	-6.67
60	41	31	27.5	26.1	5.09
80	44	39	37.6	39.5	-5.05
100	90	29	45.0	43.2	4.00

表2 侧通道噪声试验数据

相对开度 (%)	阀前压力 P_1 (kPa)	差压 ΔP (kPa)	阀外 1 m 处噪声 (20 ~ 10000 Hz)		
			预测值 [dB(A)]	试验值 [dB(A)]	误差 (%)
0	90	29	44.9	42.2	6.01
20	44	39	39.4	37.4	5.08
60	42	31	35.1	36.9	-5.13
80	93	30	14	14.8	-5.71

3.2 三通调节阀振动性能试验

总振级试验时,测量总振级包括阀门流激振动、泵传递振动以及基础传递振动等,阀门实际总振级为测量总振级与本底振动总振级的差值,试验数据见表3和表4。

表3 主通道振动试验数据

相对开度 (%)	阀前压力 P_1 (kPa)	差压 ΔP (kPa)	振动加速度级 (10 ~ 8000 Hz)		
			预测值 (dB)	试验值 (dB)	误差 (%)
18	73	58	79.9	74.3	7.0
36	81	42	81.1	80.7	0.49
54	80	58	83.2	81.3	2.28
72	77	71	86.6	88.5	-2.19
90	1311	35	90.9	90.5	0.44

表4 侧通道振动试验数据

相对开度 (%)	阀前压力 P_1 (kPa)	差压 ΔP (kPa)	振动加速度级 (10 ~ 8000 Hz)		
			预测值 (dB)	试验值 (dB)	误差 (%)
0	131	35	94.0	97.3	-3.51
18	77	71	89.1	90.7	-1.80
36	80	58	84.9	85.5	-0.71
54	81	42	81.3	80.3	1.23
72	73	58	77.0	75.7	1.69

由表 3、表 4 可知,总振级试验数据经修正后,主通道总振级最大值在主通道全开处,最大值为 90.5 dB;侧通道总振级最大值在侧通全开处,最大值为 97.3 dB。仿真模拟值与实际试验值间最大偏差为 7.0%。

4 结语

在某型船用三通调节阀主、侧流道结构优化的基础上,应用 CFD 仿真软件和声学分析软件 LMS 预测了阀体主、侧通道在不同开度下声学性能指标,获取了阀体在全频率段的压力幅值和振动加速度值,拟合了阀体在不同开度下主、侧通道的噪声和振动特性曲线。阀体噪声和振动随着主通道开度的增加而变大,预测值与试验值比较结果表明:两者吻合度较高,最大值偏差不超过 7%,造成这种偏差的主要原因有:仿真计算中,对模型边角的简化以及对模型表面加工精度的忽略,此外复杂的模型结构,对计算精度也有影响。

本文对于海水系统各类调节阀件减振降噪设计具有一定的指导意义。

参考文献

- [1] 李红梅,李静巍. 调节阀的噪声与治理[J]. 阀门, 2002(5): 32-35.
- [2] 梁向东. 船舶管路中高频振动成因分析及控制策略研究[J]. 噪声与振动控制, 2009(6): 101-103.
- [3] 蔡标华,郑海斌. 海水系统噪声分析及其减振降噪措施综述[J]. 舰船科学技术, 2009, 31(12): 114-117.
- [4] 廖庆斌,王晓东,马士虎. 舰船管路系统振动和噪声源机理分析[J]. 舰船科学技术, 2010, 32(4):

23-27.

- [5] 李树勋,赵子琴,张云龙. 高温高压过热蒸汽疏水阀消声减振研究[J]. 振动与冲击, 2011, 30(10): 116-121.
- [6] 王翎. 蒸汽管路阀门流动与噪声源特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2011.
- [7] 徐峥,王德忠,张继革,等. 主蒸汽隔离阀管系振动与噪声分析[J]. 上海交通大学学报, 2010, 44(1): 95-100.
- [8] 刘海丰. 基于 CFD 技术的高压通海阀内流道优化[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.
- [9] DL/T 1103 - 2009, 核电站管道振动测试与评估[S].
- [10] DLT 292 - 2011, 火力发电厂汽水管道路振动控制导则[S].
- [11] 刘海山,鲁飞,缪小冬,等. 立式三缸双作用往复泵流体噪声的仿真计算与分析[J]. 流体机械, 2015, 43(12): 37-40.
- [12] GB/T 17213.14 - 2005, 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流控制阀产生的噪声[S].
- [13] 孙霖,谢江辉,尚进,等. 变频循环泵振动噪声特性试验研究[J]. 流体机械, 2014, 42(10): 6-10.
- [14] 张颖,孔德慧,张盛瑛,等. 基于 BP 神经网络的焊接冷裂纹声发射信号特征识别[J]. 压力容器, 2016, 33(3): 51-55.
- [15] 纪克鹏,唐辰,吴志荣,等. 插板阀在振动给料机给料精度控制中的应用[J]. 包装与食品机械, 2015, 33(6): 63-65.

作者简介: 周爱民(1979-),男,高级工程师,工学硕士,现从事船舶大气环境控制系统的研究,通讯地址: 430205 湖北武汉市江夏区藏龙岛科技园杨桥湖大道 19 号 2 室, E-mail: epe-zhouaimin@163.com.

(上接第 81 页)

- [5] 赵忠超,云龙,誉新立,等. 辐射供冷与贴附射流复合空调系统室内空气品质研究[J]. 流体机械, 2015, 43(2): 70-74.
- [6] 龙惟定,刘猛. 置换通风热力分层高度的数值研究[J]. 暖通空调, 2009, 39(8): 112-115.
- [5] Airpak 3.0 User Guide[Z].
- [7] 隋学敏,张旭,韩光辉. 辐射供冷空调室内热环境控制变量的选择[J]. 流体机械, 2013, 41(3): 68-73.
- [8] Liu J, Pei Q. Numerical Simulation and Experiment Study of Indoors Thermal Environment in Summer Air-Conditioned Room[J]. Procedia Engineering, 2013,

52: 230-235.

- [9] 村上周三. CFD 与建筑环境设计[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.
- [10] 刘筱华,江亿,张涛. 温湿度独立控制空调系统(第 2 版)[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2013.

作者简介: 杨雨佳(1992-),女,在读硕士研究生, E-mail: yang.yujia@163.com.

通讯作者: 刘金祥(1964-),男,教授,通讯地址: 210009 江苏省南京市鼓楼区中山北路 200 号南京工业大学虹桥校区, E-mail: zeyaoliu@126.com.