

基于声振耦合的球阀振动噪声数值分析

万海波, 陈二云

上海理工大学能源与动力工程学院, 上海

收稿日期: 2023年3月31日; 录用日期: 2023年4月13日; 发布日期: 2023年6月6日

摘要

针对蒸汽球阀在工程实践中的噪声问题, 本文采用声固耦合的数值模拟方法, 研究了球阀的结构模态特性以及阀体管道的辐射振动噪声响应问题。研究表明: 阀后管道内产生的流场最为紊乱, 同时该处高速射流对阀体管道的冲击作用最剧烈, 从而诱发出更高的振动噪声。阀体管路的前两阶振型为前后管段沿着管道的纵向发生的扭动, 第3、4阶振型则为前后管段沿着管道的横向发生的扭动及阀体法兰部件的略微振动。阀体管道的振动加速度在轴向上, 主要是出口法兰上的声压级值更大, 在纵向上, 则是进口法兰的声压级值更大。此外, 球阀的开度对于阀门声压频谱特性的影响较小, 主要体现在峰值上的变化, 其最大声压级值为80%开度时3000 Hz下的76.5 dB。

关键词

蒸汽球阀, 结构模态, 数值模拟, 声振耦合, 辐射噪声

Numerical Analysis of Vibration and Noise of Ball Valve Based on Acoustic Vibration Coupling

Haibo Wan, Eryun Chen

School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Mar. 31st, 2023; accepted: Apr. 13th, 2023; published: Jun. 6th, 2023

Abstract

Aiming at the noise problem of steam ball valves in engineering practice, this paper adopts the acoustic solid coupling numerical simulation method to study the structural modal characteristics of ball valves and the radiation vibration noise response of valve bodies and pipes. The research results show that the flow field generated in the pipeline behind the valve is the most turbulent,

and the impact of high-speed jets on the valve body pipeline is the most severe, resulting in higher vibration and noise. The first two vibration modes of the valve body pipeline are the twisting of the front and rear pipe sections along the longitudinal direction of the pipeline, while the third and fourth vibration modes are the twisting of the front and rear pipe sections along the transverse direction of the pipeline and the slight vibration of the valve body flange components. The vibration acceleration of the valve body pipeline in the axial direction is mainly due to the higher sound pressure level value on the outlet flange, while in the longitudinal direction, it is due to the higher sound pressure level value on the inlet flange. In addition, the opening degree of the ball valve has a small impact on the valve sound pressure spectrum characteristics, mainly reflected in the change in peak value, with the maximum sound pressure level being 76.5 dB at 3000 Hz at 80% opening degree.

Keywords

Steam Ball Valve, Structural Mode, Numerical Simulation, Acoustic Vibration Coupling, Radiated Noise

Copyright © 2023 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

球阀作为一种结构部件,在实际工程当中得到了广泛的应用,在流动工质输送过程中起着至关重要的调节作用。但随着工业日益发达,由此而产生的若干问题,亦亟待解决。其中,阀门产生的噪声污染是一大难题[1],因而如何解决好阀门的振动和噪声问题就显得格外的重要。

在球阀声振特性的研究中,徐号钟[2]对研究的是阀门的声学共振特性,同时在对比分析声场结果后,表明了阀门声学共振特性对流动噪声的重要影响。吴石[3]在研究了不同阀内的流场特性后,发现了阀门噪声的主要声源是来自于其内部的涡旋。许玮键[4]在对截止阀进行了流场模拟研究后,发现了阀内的流场漩涡是导致辐射噪声的关键因素。肖飞[5]针对笼套式节流阀气动噪声问题进行了研究,研究发现,流体在阀芯的节流部位流动时,会产生超音速射流,再与间隙结构混合,碰撞,使流场更加混乱,由此产生强烈噪声。王翊[6]针对船用截止阀进行了研究,研究了蒸汽管路系统中阀所引起的噪音。采用大涡模拟方法对阀门附近流场和声场进行数值计算。研究表明:涡流主要位于蒸汽管道阀门的下游,这里涡强度较大,蒸汽湍流运动强烈,是引起阀门噪声较大的部位,并且涡流噪声主要集中于低中频段。刘兆领[7]使用数值模拟的方法对内缩型平衡阀在多个工况下的特性进行了模拟分析,同时结合了试验的研究对比,结果表明:最大噪声和流速的变化规律相似,这说明了两者之间有很大的影响。李新一[8]从共振角度出发,模拟计算了调节阀的结构模态及声学模态,并由此对调节阀辐射外声场进行声振耦合,研究阀门的噪声特性。王炜哲[9]采用对三维 N-S 方程求解的方法,研究了超临界汽轮机主汽阀及调节阀系统流量及噪声特性。通过对流道内蒸汽的流场参数及噪声源振幅分布情况进行分析,研究发现,主蒸汽阀与调节阀喉部位置及阀室流动死区因为涡度大,是气动噪声源。黄皓[10]确定在研究了电子膨胀阀后,发现阀口和阀后管出口段是主要的噪声源区,且主要是由高速湍流引起。Wang [11]使用雷诺平均 N-S 方程的计算方法,分析出阀门的辐射噪声主要是由阀内的不规则湍流而导致的。Kam [12]、Baumann [13]、Wilson [14]对控制阀噪声的成因进行了研究,指出控制阀噪声源于节流阀压降,但是声能量耗散在压力损失能量中所占比例很小。Manfred Koberstein [15]采用实验测量发现:受腔体声固耦合影响,气流在膨胀阀与管道连接处流动时会增强噪声。

目前,对于球阀的研究主要都是分析阀内的蒸汽流经阀芯节流口处时由于急速的湍流而产生的噪声,然后对于由高速的射流冲击壁面导致阀件和管道而产生的机械振动噪声却少有研究。因此,本文采用声固耦合的模拟仿真方法,以蒸汽球阀作为研究对象,在对其进行内部流场计算之后,对其结构进行模态分析,并基于此对阀体管路的辐射振动噪声进行研究。

2. 控制方程

2.1. 流动控制方程

应用于蒸汽管路系统中的蒸汽球阀内的流体运动遵循连续性方程、动量方程与能量方程[16]。连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \rho f_i + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

其中:

$$\sigma_{ij} = \tau_{ij} - p\delta_{ij} = 2\mu\delta_{ij}s_{kk} - p\delta_{ij} \quad (3)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial(u_j)}{\partial x_i} \quad (4)$$

能量方程:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho \overline{VT}) = \text{div} \left[\frac{k}{C_p} \text{grad} T \right] + S_T \quad (5)$$

式中, ρ 是流体介质密度; P 为压力; t 为时间; T 为温度; C_p 为工质定压比热容; k 为导热系数; S_T 为流体内部热源。

2.2. 声学计算方程

声音作用于结构上的声压载荷可以看作是附加的法相载荷,结构模型的动力学方程为:

$$(K_a + j\omega C_a - \omega^2 M_a) \cdot \{u_i\} + K_c \{p_i\} = \{F_{si}\}$$

式中, K_s 、 M_s 和 C_s 分别为结构网格上没有受到约束部分的刚度矩阵、质量矩阵与阻尼矩阵, K_c 为耦合刚度矩阵, $\{u_i\}$ 为未知结构振速, $\{p_i\}$ 为未知节点声压, $\{F_{si}\}$ 为结构激励载荷, ω 为声波的圆频率。

在流体与结构耦合的位置处,由于结构法线方向的振动速度与流体的振动速度相同,这样在边界处,结构的振动速度可以看做是声音的附加速度输入,这时的声学方程为:

$$(K_a + j\omega C_a - \omega^2 M_a) \cdot \{p_i\} - \omega^2 M_c \{u_i\} = \{F_{ai}\}$$

式中, M_c 为耦合质量矩阵, F_{ai} 为激励载荷。 p_i 为求解的网格节点声压; $(K_a + j\omega C_a - \omega^2 M_a)$ 为方程矩阵,稀疏矩阵。

$$\begin{bmatrix} K_s & K_c \\ 0 & K_a \end{bmatrix} + j\omega \begin{bmatrix} C_s & 0 \\ 0 & C_a \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} M_s & 0 \\ -\rho_0 K_0^T & M_a \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_i \\ p_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{si} \\ F_{ai} \end{bmatrix}$$

将非定常激励力加载到固液交界面上, 可以根据上述结构和流体相互耦合的离散化矩阵方程可以得到结构表面上任意节点处的振速和声压。

3. 结构模型

本文以 DN50V 型蒸汽球阀为研究对象其主要的部件包括有阀芯、阀杆和阀体等, 关于球阀的使用结构相关参数, 见表 1。

Table 1. Valve body pipe structure model parameters

表 1. 阀体管道结构模型参数

项目	数值
入口公称直径	$D_1 = 50 \text{ mm}$
出口公称直径	$D_2 = 52 \text{ mm}$
流体介质	饱和水蒸汽
阀体材质	结构钢
上下游管道	$5D_1/10D_2$

4. 数值计算

4.1. 网格划分及无关性验证

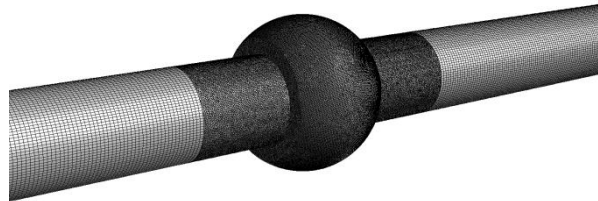


Figure 1. Grid of the flow channel

图 1. 流道网格划分

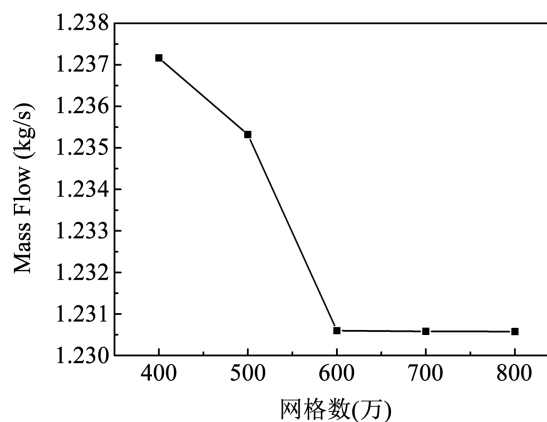


Figure 2. Grid independent verification

图 2. 网格无关性检验

当蒸汽在球阀管内流动时, 需要足够的管长来使得蒸汽能够均匀流动, 同时为了保障阀后的流动能够得到充分的发展, 因此对球阀进、出口分别添加长度为 3 倍入口管径和 5 倍出口管径的延长管段。考

考虑到阀芯的结构较为复杂, 所以对该部位采用非结构网格划分, 而对于规则的管道模块则采用结构化的网格划分, 同时对于阀芯的倒角和间隙结构处则进行网格加密处理, 网格划分如图 1 所示, 接着对网格进行无关性验证, 以蒸汽球阀半开的出口质量流量作为判断依据, 图 2 为网格无关性的验证结果, 最终选取 650 万的网格量。

4.2. 流场计算设置

稳态流场的边界条件设置为: 入口压力 2 MPa, 出口压力 1.7 MPa, 进口温度 489.614 K。内部流动介质为饱和水蒸气, 湍流模型选用为 $k-\omega$ 模型。瞬态计算为稳态计算收敛后结果, 采用 LES 进行计算, 总时间为 0.2 s, 时间步长为 5×10^{-5} s。

4.3. 结构模态设置

当确定了一个固定的结构系统时, 其所具有的模式特性也是固定的, 整体的。其中它只受两个具体参数的影响, 分别是结构振型与固有频率。而在实际过程中, 只有当结构系统的质量或者结构刚度发生改变时, 才会导致整个系统的结构模态发生变化, 其中我们往往都是通过改变其约束条件和结构材料来进行调整研究的。所以, 为了探究出结构系统的振动特性, 有必要对结构进行模态分析, 以确定其整体固有频率、振型及其他参数, 表 2 为管路系统的约束条件参数。

Table 2. Pipeline system parameters

表 2. 管路系统参数

结构	材料	$E/(N/m^2)$	μ	$\rho/(kg/m^3)$	入口	出口
管道	20 钢	2.06×10^{11}	0.3	7800	固定	固定
阀门	304 钢	1.94×10^{11}	0.28	7930		

4.4. 声场计算设置

计算辐射噪声时, 采用声学有限元方法进行研究, 首先前期设置场面网格和监测点作为后期的数据分析。根据《实验室内测量液动流流经控制阀产生的噪声》中所定义的监测点设置, 在阀体后 1 m, 同时距离管道的外壁面 1 m 处设置四个噪声监测点[17]。图 3 水平面、竖直面为场面网格, 水平面为过阀腔中心的 YOZ 截面, 竖直面为阀后 $Y=1.5$ m 的 XOZ 截面。其中指向性网格位于 $Y=0$ 截面处, 半径为 1000 mm, 同时分布共 36 个测点, 分别以 10 为间隔。

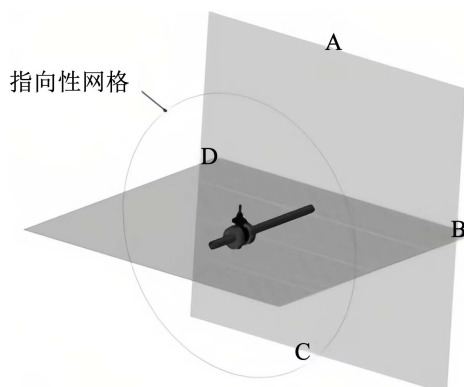


Figure 3. Structural grid, acoustics grid, field grid
图 3. 结构网格、声学网格、场点网格

5. 计算结果分析

5.1. 球阀结构模态分析

计算阀体管路的结构模态, 能够很好的反映出阀体的振动特性。本文通过在 ANSYS Workbench 中的 Modal 模块中对阀体管路进行了结构模态分析, 表 3 中列出了蒸汽球阀前 10 阶结构振动模态的固有频率。

Table 3. Valve body pipeline modal natural frequency

表 3. 阀体管路模态固有频率

阶次	1	2	3	4	5
频率/Hz	311.17	317.55	419.02	825.86	934.24
阶次	6	7	8	9	10
频率/Hz	1273	1649.8	1653.5	1872	2082

通过结构模态的振型图, 可以反应出阀体管道在不同固有频率下的振型特征, 从而来为后续要研究的振动噪声提供准备依据。图 4 为蒸汽球阀前 10 阶结构模态的振型云图。观察可知, 阀体管道第 1、2 阶结构模态振型主要表现为前后管段沿着管道的纵向发生的扭动, 同时阀杆部位也会发生轻微的摆动; 第 3、4 阶振型表现为前后管段沿着管道的横向发生的扭动且出口管段的弯扭程度更大, 其中阀体法兰部位也会发生轻微的振动, 从各阶的结构模态振型图, 可以发现变形最大位置都多集中在阀门的出口法兰以及阀后的出口管段处, 低阶模态的振型主要体现的是阀门系统的部分基本振动特征, 而体现出阀门系统的一些细微且复杂振动特征的主要是中高阶模态的振型, 因而可以发现第 4 阶的中阶模态中管道的振动歪扭程度更大, 说明此时阀内的流动更为紊乱, 对阀体管道造成的冲击也更剧烈。

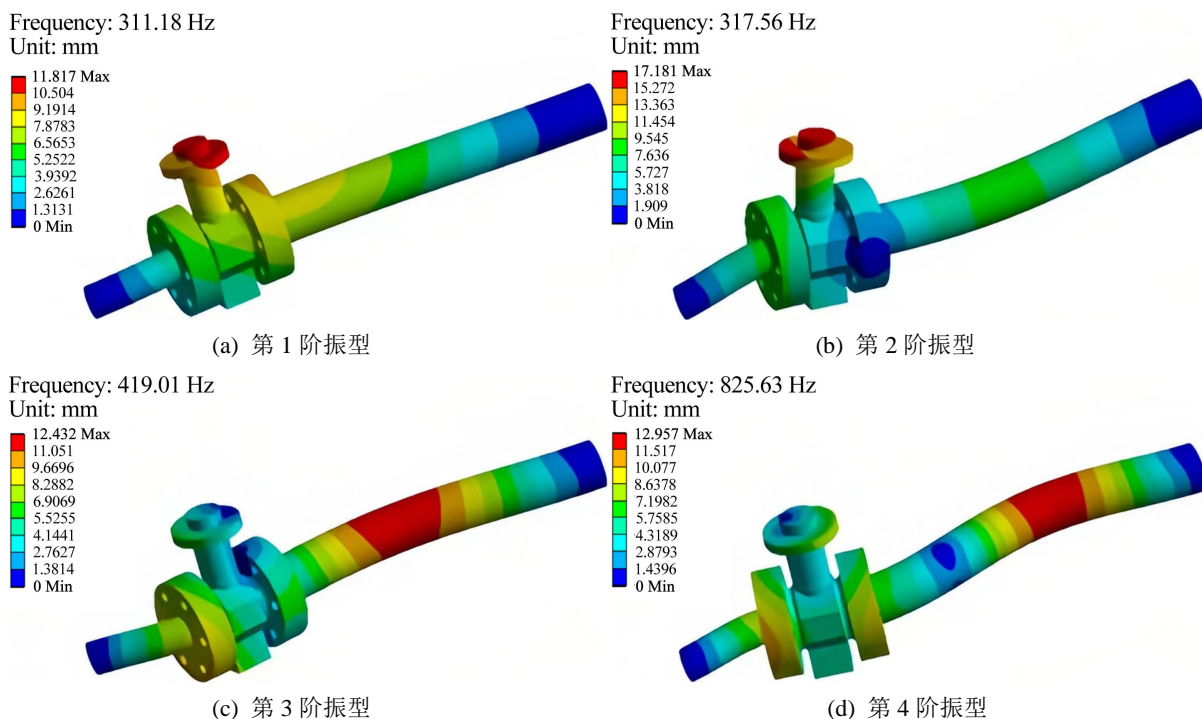


Figure 4. Structural mode of vibration in the first four stages

图 4. 前四阶结构模态振型

5.2. 结构振动计算分析

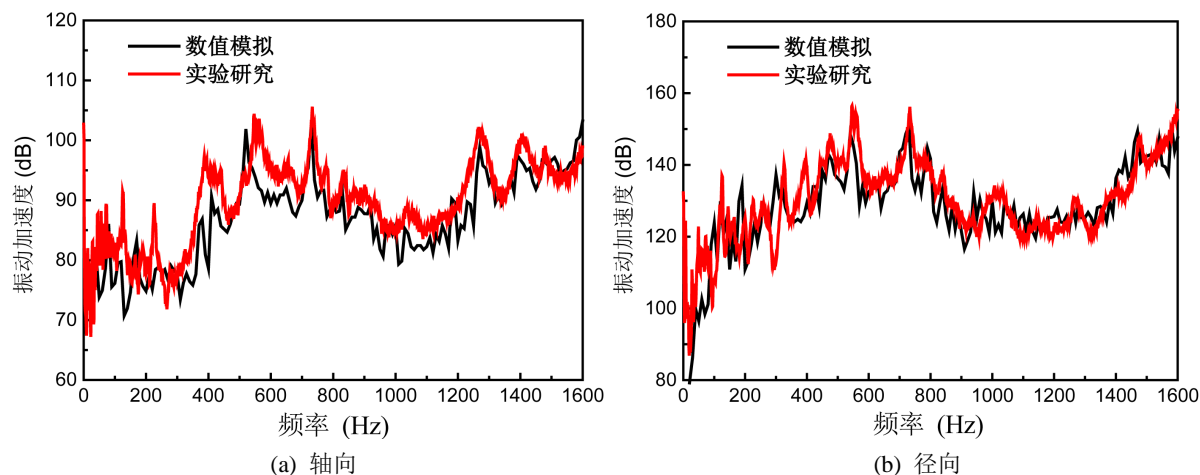


Figure 5. Typical working condition of valve (2 MPa), vibration acceleration spectrum diagram of inlet flange
图 5. 阀门典型工况(2 MPa), 进口法兰振动加速度频谱图

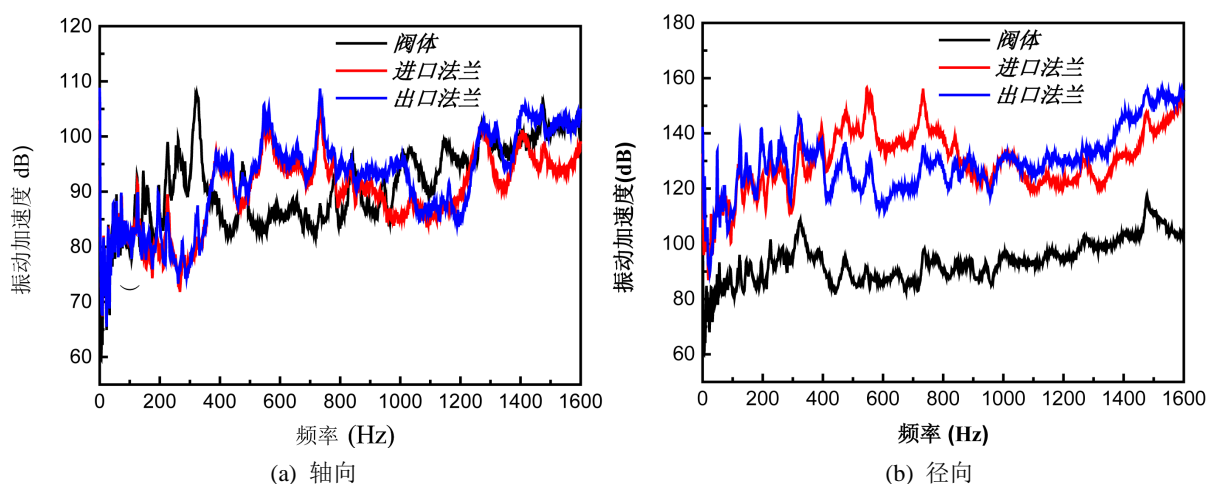


Figure 6. Vibration acceleration spectrum diagram at different structures of ball valve
图 6. 球阀不同结构处振动加速度频谱图

在对 V 型蒸汽球阀进行结构模态计算后, 需要对其结构的振动特性进行研究, 主要采用的是声振耦合的有限元方法, 定义 Y 向为轴向(流向), X 与 Z 向的合向为纵向。

图 5 为阀门典型工况(2 MPa)下, 进口法兰结构在轴向和径向上振动加速度频谱的实验模拟对比图。从图中可以看出, 阀门进口管段处在两个方向上的振动加速度频谱曲线趋势较为一致, 且在不同频率处的峰值也特别接近, 误差控制在 4 dB 以内, 曲线拟合状况较好。符合实验的误差要求, 故而可验证数值模拟的方法是可行的。

图 6 为阀门典型工况(2 MPa)下, 不同结构处在轴向、径向上的振动加速度频谱图。从轴向上可以发现, 进出口法兰管段的振动加速度曲线趋势是比较相似的, 两者的存在峰值所对应的频率也相同, 分别为 387 Hz、547 Hz、733 Hz 和 1263 Hz, 且在峰值上可以看出, 出口法兰上的振动加速度要比进口法兰上的振动加速度更大, 这主要是由于阀后管段连接处的流体更为紊乱, 从而导致出口法兰处的振动更为剧烈, 从而诱发出更大的噪声; 而阀体上的振动加速度在频率为 324 Hz 处有一处峰值, 且比进出口法兰

处的峰值更大, 这可能是因为是在阀芯内部产生的大量漩涡而诱导的高峰值的低频噪声。从径向上可以发现, 阀体上的振动加速度明显低于进出口法兰上的振动加速度, 这与前文中结构模态中的振型图中相互对应, 而进出口法兰上的振动加速度趋势则较为相似, 只是在 400 Hz~850 Hz 的中频段, 进口法兰处的峰值明显比出口法兰处要高, 这说明了阀芯进口间隙处产生的高速紊流对进口法兰处在径向上的振动加速度贡献更大。

5.3. 辐射噪声计算分析

图 7 表示进出口压差为 0.3 MPa 条件下, 监测点 A 和监测点 B 在不同开度下的声压级频率响应曲线。通过观察声压频谱图可看出, 当开度不同时, 声压频谱特性虽有微小差异, 但整体走势大致相同。首先, 随着开度增大, 阀门声压级特性曲线总体上发生上移, 这主要是因为是在阀门开度较小, 只有 20% 的时候, 入口管段内流体流入阀芯后流通面积太小, 造成流动的状态较为缓慢, 流速较低, 流体对阀体壁面的影响微弱, 因而在低开度的工况下, 声压级响应曲线总体上较低。当开度开始提高到 50% 后, 随着流通面积扩大, 有更多流体开始流入阀芯内并以更快的速度流动, 这时在阀芯间隙中, 因其节流作用的影响, 流动的情况开始越来越混乱, 湍流能量高度集中, 高速流动束所涉及的范围也开始扩大, 同时, 给阀体壁面造成了强烈的冲击。开度提高到 80% 后, 流通面积扩大到最大, 在阀体管道中, 流动亦有足够发展, 流速变大, 间隙结构上一部分流体和管道中主流流体混合, 致使阀体壁面受到更强烈的撞击, 由此诱导阀体产生振动, 所发出的噪音也在逐步加大, 因而 80% 开度下的声压级响应曲线整体趋势在前两个开度工况的水平之上。

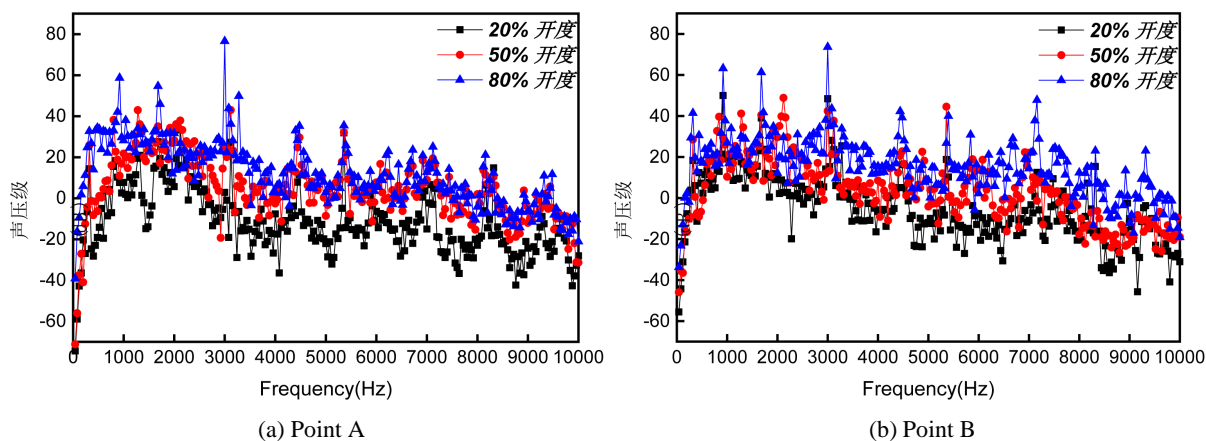


Figure 7. Response curve of sound pressure level under different opening degrees

图 7. 不同开度下各监测点声压级响应曲线

6. 结论

本文运用了声固耦合的数值模拟方法, 不仅对蒸汽球阀的结构进行了模态分析, 同时基于球阀的内部流场特性, 通过联合仿真的分析手段对阀体管道振动辐射声场进行了数值探究, 得到以下结论:

1) 阀体管道第 1、2 阶的结构振型主要为前后管段沿着管道的纵向发生的扭动, 同时阀杆部位也会发生轻微的摆动; 第 3、4 阶振型主要为前后管段沿着管道的横向发生的扭动且出口管段的弯扭程度更大, 其中阀体法兰部位也会发生轻微的振动。

2) 在轴向上, 进出口法兰管段的振动加速度曲线趋势是比较相似的, 且存在峰值对应相同的频率, 但出口法兰上的振动加速度要比进口法兰上的更大。而在径向上, 阀芯进口间隙处产生的高速紊流对进

口法兰处在径向上的振动加速度贡献更大。

3) 球阀的开度对于阀门声压频谱特性的影响较小, 主要体现在峰值上的变化。当开度为 80% 时, 声压级响应曲线整体趋势明显高于小开度下的, 说明此时球阀内的流场紊乱程度高, 阀体管道的辐射振动噪声更为剧烈。

参考文献

- [1] 于静梅, 高鸽, 张辉, 等. 套筒结构对阀门节流特性影响机理分析[J]. 热能动力工程, 2019, 34(11): 14-20.
- [2] 徐号钟. 借助流动声学数值模拟的阀门降噪研究[D]: [硕士学位论文]. 上海: 上海交通大学, 2017.
- [3] 吴石, 张文平. 阀门流场的数值模拟及流噪声的实验研究[J]. 阀门, 2005(1): 7-10.
- [4] 许玮健. 水管路系统噪声源噪声特性仿真及实验研究[D]: [硕士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2017.
- [5] 肖飞. 笼套式节流阀气动噪声研究及结构改进[D]: [硕士学位论文]. 成都: 西南石油大学, 2017.
- [6] 王翊, 柳贡民. 蒸汽管路阀门噪声源特性研究[C]//中国声学学会. 中国声学学会 2010 年全国会员代表大会暨学术会议论文集. 2010: 1-2.
- [7] 刘兆领, 胡益菲, 崔路, 朱文锋. 内缩型平衡阀气穴与噪声数值仿真研究[J]. 液压与气动, 2020(8): 125-132.
- [8] 李新一. 某笼式调节阀噪声特性研究[D]: [硕士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2015.
- [9] 王炜哲, 施鎏鑫, 柴思敏, 刘应征, 蒋浦宁. 1000 MW 超临界汽轮机主调阀内流动和噪声计算分析[J]. 动力工程, 2007, 27(3): 401-405.
- [10] 黄皓. 电子膨胀阀节流噪声数值模拟[D]: [硕士学位论文]. 杭州: 浙江理工大学, 2015.
- [11] Wang, B., Wang, Y., Liang, W., *et al.* (2009) Numerical Simulation on the Sound Field of Gas Valve Due to Inner Leakage. *ASME Pressure Vessels and Piping Conference 2009*, Prague, 26-30 July 2009, 467-471. <https://doi.org/10.1115/PVP2009-77627>
- [12] Kam, W. (1994) Control Valve Noise. *ISA Transaction*, **33**, 275-286. [https://doi.org/10.1016/0019-0578\(94\)90098-1](https://doi.org/10.1016/0019-0578(94)90098-1)
- [13] Baumann, H.D. (1984) Coefficients and Factors Relating to the Aerodynamic Sound Level Generated by Throttling Valves. *Noise Control Engineering Journal*, **22**, 6-11. <https://doi.org/10.3397/1.2827621>
- [14] Wilson, J. (2001) The Impact of Valve Outlet Velocity on Control Valve Noise and Piping Systems. *Valve World*, **6**, 4-5.
- [15] Koberstein, M., Liu, Z.Y., Jones, C., *et al.* (2015) Flow-Induced Whistle in the Joint of Thermal Expansion Valve and Suction Tube in Automotive Refrigerant System. *SAE International Journal of Passenger Cars—Mechanical Systems*, **8**, 973-976. <https://doi.org/10.4271/2015-01-2275>
- [16] 宋颖, 邱翔, 刘宇陆. 矩形弯管中非预混湍流燃烧的数值模拟[J]. 上海大学学报(自然科学版), 2010, 16(4): 415-422.
- [17] 臧恒波, 卢佳鑫, 周杰. 新型止回阀稳态噪声特性分析[J]. 热能动力工程, 2019, 34(8): 142-146.