

doi: 10.12068/j.issn.1005-3026.2020.08.013

# 节流板孔直径及流量对核级管道流致噪声的影响

谢翌<sup>1</sup>, 奚冬<sup>1</sup>, 刘建<sup>2</sup>, 刘帅<sup>2</sup>

(1. 重庆大学汽车工程学院, 重庆 400044; 2. 核反应堆系统设计技术重点实验室, 四川 成都 610041)

**摘要:** 建立了核级节流管道的流动-振动-辐射噪声仿真模型,并基于实验和仿真研究了辐射噪声产生的机理及节流孔径和来流流量对振动噪声的影响规律. 节流管道的噪声受节流管道流场中流体尾迹涡的影响;流体在管壁上产生周期性的激振力,且激振力的频率与管道模态所对应的频率相近,从而加剧了振动,导致辐射噪声的产生. 此外,随着节流孔直径的增加,节流管道的振动及辐射噪声逐渐减小;随着来流流量的增加,节流管道振动以及辐射噪声逐渐增大.

**关键词:** 核级管道;节流板;管道振动;辐射噪声;节流孔直径

**中图分类号:** TL 353 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-3026(2020)08-1140-08

## Influence of the Throttling Plate Hole Diameter and Flow Rate on the Flow-Induced Noise for Nuclear Level Pipeline

XIE Yi<sup>1</sup>, XI Dong<sup>1</sup>, LIU Jian<sup>2</sup>, LIU Shuai<sup>2</sup>

(1. School of Automotive Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China; 2. Science and Technology on Reactor System Design Technology Laboratory, Chengdu 610041, China. Corresponding author: XIE Yi, E-mail: claudexie@cqu.edu.cn)

**Abstract:** The simulation model of flow-vibration-radiation noise was established for the throttling pipe used in the nuclear reactor. The mechanism of generating radiation noise and the influence of throttling hole diameter and flow rate on the vibration and noise were studied by the experiment and simulation. The radiation noise generates because of the wake vortices in the flow field of throttling pipe. When the frequency of the periodically exciting force generated on the pipe wall by the fluid in the pipe approaches that of the corresponding pipe modal, the vibration is enhanced, resulting in the radiation noise. Moreover, the vibration and radiation noise reduce with the increase of the throttling hole diameter, and enhance with the increase of the inlet flow rate.

**Key words:** nuclear level pipeline; throttling plate; pipe vibration, radiation noise; throttling hole diameter

核电站管道系统中存在大量的节流孔板,用于调节管路压力、降低蒸汽流量. 如果这些板上节流孔直径与来流参数匹配不当或者节流孔位置不合理,则可能会出现节流过度的现象<sup>[1]</sup>. 它将增加节流孔上下游的速度差,强化管道中的湍流和压力波动,从而引起管路振动,进而产生噪声<sup>[2-3]</sup>. 这一情况将加速节流管道的疲劳<sup>[4]</sup>,严重时会导致管道破裂,形成核泄漏,影响核电站的安全运行.

关于管道的振动,前人已进行过广泛的研究,

其中,林磊等<sup>[5]</sup>基于实验和仿真的方法对核电站汽轮机进气管和仪表连接管进行振动加速度、动态应变以及模态的分析,结果表明进气管与仪表管的振动与主调节阀的开度密切相关. 王培鑫等<sup>[6]</sup>对某管道的非线性振动进行了理论研究,探究了外部激励、介质属性对管道系统非线性自由振动行为的影响规律. 何超等<sup>[7]</sup>设计了核电站管道系统的振动测量系统,为管道振动的实时监控提供了可能. 在管道声学方面,杜晓东等<sup>[1]</sup>采用计算流体力学的方法研究了节流孔板的流场和声

压级分布,研究表明节流孔板的噪声是由节流后的汽蚀引起.为减轻这一现象,作者对节流孔板结构进行了优化,发现半圆角型节流孔板能够有效防止汽蚀的产生,降低流动噪声.张宝峰等<sup>[8]</sup>研究了单级节流孔板产生汽蚀的机理,提出了采用多级节流孔板的方法来消除汽蚀.Young等<sup>[9-11]</sup>提出基于空化数判定汽蚀数和空化流量的方法并给出相关的计算公式.Testud等<sup>[12]</sup>采用实验的方法对单孔和多孔两种节流孔板进行研究,结果表明,在相同的开孔面积下,多孔板产生的流动噪声低于单孔板.

管道噪声的研究以汽蚀噪声为主,关于流致振动所导致的辐射噪声研究较少.目前的研究集中于流动所导致的管道振动.娄燕鹏等<sup>[13]</sup>研究了多级降压疏水阀控管道内流场的压力脉动及涡旋所引起的振动.Alenius等<sup>[14]</sup>采用大涡模拟的方法对节流孔板位置处偏流作用对振动的影响进行了研究,研究表明当雷诺数为 $2 \times 10^5$ 时,节流孔板的偏流作用能够较好地抑制对称流结构产生的自持振荡.Olufemi等<sup>[15]</sup>对两相流在节流孔板中的振动问题进行了相关研究,该研究通过对流量的测量及振动信号的分析,揭示了两相流引起管道振动的机制.

核级管道比普通管道具有大流量的特点,这将导致中高频振动和噪声;而到目前为止,人们对核电站中流致振动所引起的噪声研究相对较少.鉴于此,本文建立节流孔板的流-固耦合模型,研究流体通过节流孔所导致的振动对管道辐射噪声的作用机理,并以此为基础探索来流速度及节流板孔直径对振动和辐射噪声的影响规律.

## 1 数值仿真模型及实验验证

### 1.1 几何模型

本文所研究的管道如图1所示.图中,管道内径为25 mm,管道总长1 000 mm.管道中部有一个节流段,长度10 mm,直径4 mm.节流段入口至管道入口的长度为500 mm,节流段出口至管道出口长度为490 mm.节流段与周围段采用卡扣的形式固定.流体域建模过程中,忽略焊接流道和管路的影响,将管路视为整体.在管道固体区域,实验测试的壁厚为0.3 mm,节流段壁厚为11.1 mm.在计算区域中, $x$ 轴的正方向为流动方向, $y, z$ 轴为管道半径方向,原点为管道入口平面中心.

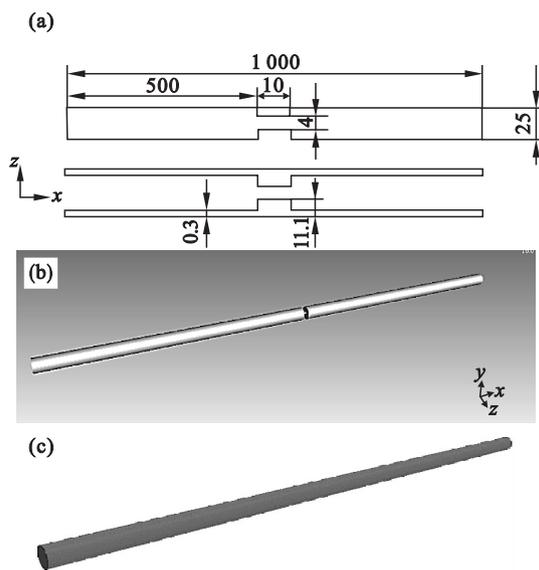


图1 节流管道结构

Fig. 1 Structure of the throttling pipe

(a)—节流管道尺寸(单位:mm);(b)—节流管道流体域结构;(c)—节流管道固体区域结构.

### 1.2 物理方程

本文对节流管道流致噪声的研究将对流体、固体以及声学三方面的理论进行求解.首先将基于三维RANS方程(如式(1),式(2)所示)对管道内的流动进行仿真.考虑到流动区域内湍流及壁面压力波动对管道振动影响较大,为了较好地模拟这些流动现象,选择SST  $k$ - $\omega$ 作为湍流模型进行求解<sup>[16]</sup>,且整个计算过程中,将壁面处进行网格加密确保边界层的准确仿真.

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0, \quad (1)$$

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p - \nabla \left( \frac{2}{3} \rho k \right) + \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \rho \mathbf{g}. \quad (2)$$

对于流体所导致的管道振动,本文将流体域内壁作为流固耦合面,将其上的压力分布作为边界条件加载至管道有限元模型中(如式(3)所示).

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_e & 0 \\ \mathbf{M}^{fs} & \mathbf{M}_p^e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{U}_e \\ \mathbf{P}_e \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_e & 0 \\ 0 & \mathbf{C}_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{U}}_e \\ \dot{\mathbf{P}}_e \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_e & \mathbf{K}^{fs} \\ 0 & \mathbf{K}_e^p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{U}_e \\ \mathbf{P}_e \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_e \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (3)$$

式中: $\mathbf{M}^{fs}$ 为单元耦合质量矩阵; $\mathbf{M}_e^p$ 为单元流体质量矩阵; $\mathbf{C}_p$ 为单元流体阻尼矩阵; $\mathbf{K}_e^p$ 为单元流体刚度矩阵; $\mathbf{K}^{fs}$ 为单元耦合刚度矩阵.由于管道的辐射噪声声源为偶极子,故在辐射噪声计算中,采用基于偶极子声源的声学有限元方法进行求解,相关控制方程如式(4)所示.

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \nabla \cdot \mathbf{F}(t) \delta(r - r_0) = -\mathbf{F}(t) \nabla_p \delta(r - r_0). \quad (4)$$

式中:  $p$  为压力;  $c$  为声速;  $\nabla_p$  表示在声源点取梯度;  $\mathbf{F}(t)$  为偶极子矩;  $\delta(r - r_0)$  为 Dirichlet 函数.

### 1.3 计算网格

在 ANSA 18.0 中生成面网格, 导入到 STAR-CCM+ 12.0 中, 生成体网格. 由于多面体网格均匀性好、网格数少、计算时间快、计算精度高, 本文采用多面体网格代替六面体网格(结构化网格)对流-固耦合计算域进行划分. 考虑到管壁的薄壁结构, 仿真采用小尺寸网格进行, 其中网格的相对最小尺寸设置为 0.5 mm. 管道壁面附近的流动将对压力产生较大影响, 为准确地反映这一情况, 需要对管内边界层流动进行较好的仿真. 为实现这一目的, 对管道内壁面进行棱柱网格加密, 棱柱高度为 0.5 mm, 膨胀比为 1.3. 为确定仿真用的最佳网格数, 本文在入口流量为 14.4 L/min 工况下, 研究了不同网格数和边界层数(110 万网格 + 3 层边界层, 205 万网格 + 3 层边界层, 325 万网格 + 3 层边界层, 360 万网格 + 5 层边界层, 480 万网格 + 5 层边界层)对仿真精度的影响, 结果如图 2c 所示. 由图可知, 当网格数达到 325 万、边界层数为 3 时, 测试点 1 平均仿真应力变化小于 2%, 故本文最终确定网格数为 325 万, 边界层数为 3. 整个计算域网格如图 2 所示, 其中流体域网格约占总网格数 3/4, 固体域约占 1/4, 流体区域内平均  $Y^+$  为 3.47.

### 1.4 物性参数及边界条件

仿真中, 管道采用钢管, 密度为 8 055 kg/m<sup>3</sup>, 泊松比为 0.285, 弹性模量为 190 GPa. 实验中节流管道两端被固定在支架上, 故将节流管道两端设定为固定约束. 在流动设置方面, 流体采用速度入口边界条件, 入口速度为 0.489 m/s. 本文基于非稳态方法对控制方程进行求解. 对于流体控制方程, 本文采用二阶上风方案对对流项进行离散, 采用二阶方案对压力项进行离散, 其他项采用一阶上风方案. 速度和压力的耦合采用 SIMPLE 算法. 在非稳态仿真方面, 时间步长设定为 0.5 ms, 每个时间步长内迭代次数为 50, 迭代收敛标准为 10<sup>-5</sup>.

### 1.5 实验设置

除仿真外, 本文采用实验的方法对节流管道入口压力、表面应力、辐射噪声进行了相关测试, 用以验证研究仿真模型的精确性和节流管道辐射噪声产生的原因. 实验系统如图 3a 所示. 整

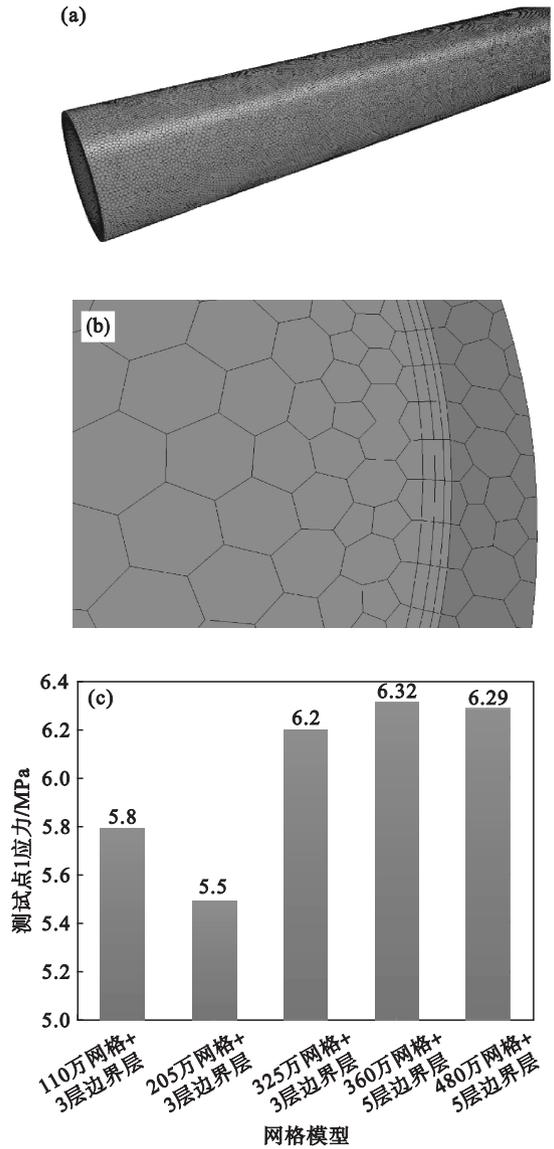


图 2 计算网格及网格无关性测试结果  
Fig. 2 Computational mesh and mesh-independent test result

(a)—整体计算网格; (b)—局部网格;  
(c)—网格无关性测试结果.

个实验水路由管道、水箱、水泵组成. 实验段以及测试系统放在消声室内进行测试, 其余部分在消声室外, 以防止水泵噪声对管道辐射噪声的影响. 实验中, 采用压力表对管道入口压力进行采集. 采用应变片对管道表面应力进行采集, 应变片布置如图 3c、图 3d 所示, 图中, 应变片 1 布置在节流段中心点左侧(靠近入口侧)250 mm 位置, 应变片 2 布置在节流段中心点左侧 50 mm 位置. 采用 B&K 的麦克风对管道辐射噪声进行测试, 测点位于节流段中点正上方 1 m 位置, 其布置如图 3b、图 3e 所示. 实验中, 通过阀门开度对流量进行调节, 最终入口流量设定为 14.4 L/min (0.489 m/s).

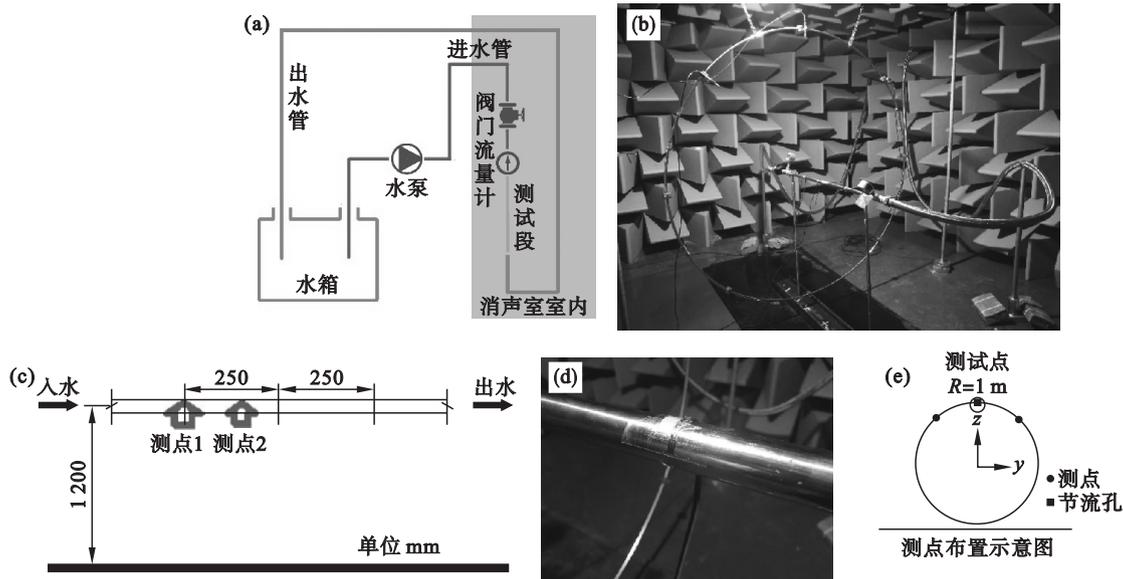


图 3 实验布置

Fig. 3 Experiment setting

(a) — 实验系统；(b) — 实验段及测试系统；(c) — 应变片位置；(d) — 应变片安装；(e) — 麦克风位置。

## 2 节流管道辐射噪声产生机理与模型验证

流体通过节流管道的流场如图 4 所示。当流体通过节流孔板后，射流高速区速度逐渐降低，高速区尾部呈现出上下摆动的情況。此时，在高速区尾部出现了一系列尾迹涡结构，这些涡结构随高速区尾部的摆动逐渐脱落，导致节流孔板下游压力随时间波动。此外，尾迹涡的脱落还将导致节流管道出口下游流场及其边界层内流体的湍流度增加，这将进一步强化流场中的压力波动。节流孔板出口下游轴线 10 mm 位置处，仿真压力随时间变化如图 5 所示。

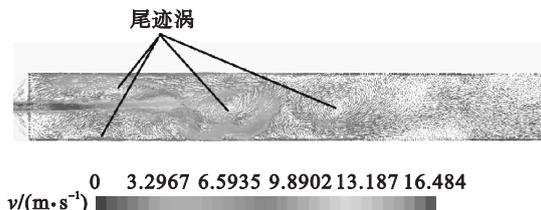


图 4 节流管道出口流场

Fig. 4 Flow field near the throttling hole outlet

受压力波动的影响，作用在节流管道内壁的压力及管道应力将出现周期性波动。其中，应变片 1 和 2 位置处的应力测试值和仿真值如图 6 所示，两测试点处仿真和测试应力均出现一定程度周期性波动的情况。如果这一应力的某一频率与管道固有频率一致，将导致管道出现振动进而产

生噪声。图中，实验应力的波动大于仿真值，这是因为应变片的测试精度为 1，对于本文研究的不锈钢管应力的测试精度为 0.2 MPa，这一测试精度的波动大于仿真值。此外，由图还可知，测点 1 平均仿真应力为 6.2 MPa，平均测试应力为 6.1 MPa，误差为 1.6%；测点 2 平均仿真应力为 6.1 MPa，平均测试应力为 5.7 MPa，误差为 7.01%。这表明基于本文所提出的流固耦合模型对管道振动的仿真具有较高的仿真精度。

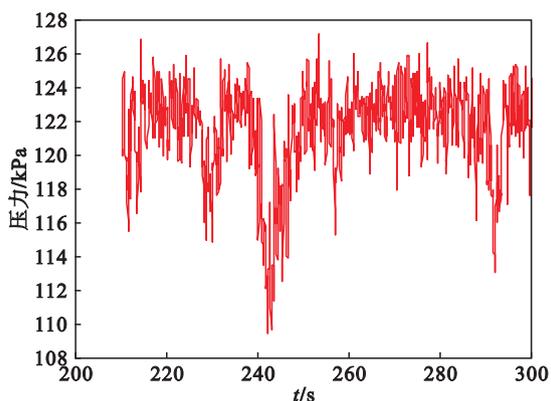


图 5 节流管道出口轴线 10 mm 位置处的压力变化  
Fig. 5 Pressure change at the position 10 mm away from the throttling hole outlet along the axis direction

为进一步确定节流管道辐射噪声产生的机理，本文对节流管道约束模态进行了分析，前四阶模态分别为 127.47, 423.61, 732.46 及 1 196 Hz，其中一阶振型如图 7a 所示。在激振力方面，应变片 2 (测点 2) 位置处激振力的二阶幅值所对应的

频率为 149 Hz(见图 7b),与管道 127.47 Hz 的一阶模态相近.由此可知,节流管道受流体尾迹涡的影响产生了周期性的激振力,且激振力的频率与管道一阶模态所对应的频率相近,进而振动加剧,产生了辐射噪声.

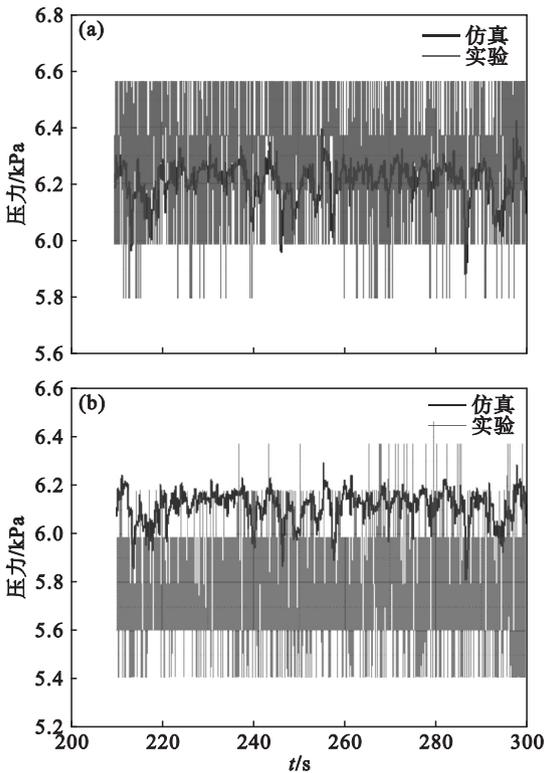


图 6 测试应力与仿真应力的对比

Fig. 6 Comparison between the test stress and simulated stress

(a)——应变片 1 位置; (b)——应变片 2 位置.

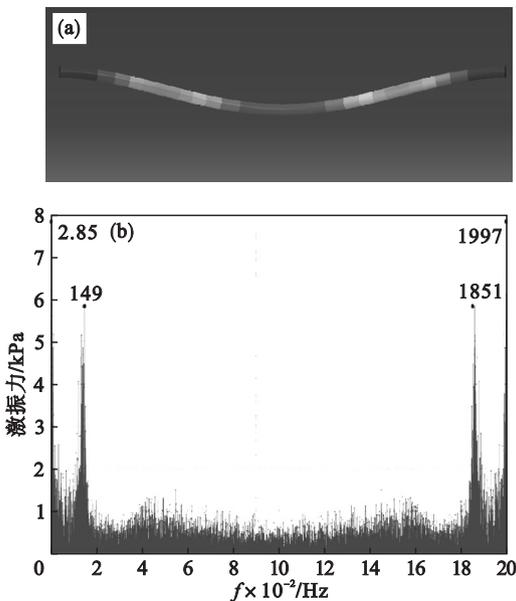


图 7 管道振动

Fig. 7 Pipe vibration

(a)——一阶振型; (b)——第二测试点处的激振力频率.

图 8 为测试点仿真声压级与实验值的对比.图中,在中低频区域,测试点声压级峰值出现位置与仿真值相似.在 4 kHz 至 5 kHz 区域,虽然仿真值小于测试值,但它们的趋势基本一致.在 1 ~ 4 kHz 区域,仿真值与实验测试值相近:实验测试总声压级为 59.6 dB,仿真为 57.9 dB,相对误差为 2.9%.由此可知,本文的流动-振动-声学模型能够较好地预测节流管道振动所产生的辐射噪声.

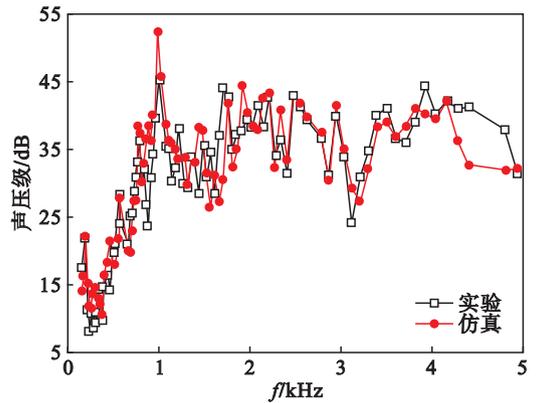


图 8 声压级的对比

Fig. 8 Comparison of the sound pressure levels

### 3 节流孔径对辐射噪声的影响

为进一步说明节流对辐射噪声的影响规律,本节采用上述仿真的方法研究了节流孔径变化对振动噪声的影响规律.本节中,节流孔直径  $D$  分别为 4, 6, 8, 10 及 12 mm,入口流速为 39 L/min.

受流场激振力的影响,节流管道外壁面应力的分布如图 9 所示.随着节流孔直径的增加,管道应力不断增大.当孔径为 4, 8 及 12 mm 时,外壁最大应力分别达到 202.4, 12.7 及 2.9 MPa,管壁最大应力为 1.9 MPa.这是因为节流孔直径的增加,降低了节流孔出口的水流速度,减小了节流孔内外壁的压差,降低了由于涡脱落所导致的激振力.

第二测试点处,平均等效应力随节流孔直径的变化如图 10 所示.由图可知,随着节流孔直径的增加,第二测试点位置的应力大小及随时间波动的幅值大体上呈现出不断降低的趋势.其中,4 mm 孔径模型的平均应力为 126.4 MPa,而 12 mm 模型仅为 0.95 MPa.这再一次表明,相同流量下,节流孔径的变化对管道所受应力有重要影响.

受流场激振力的影响,节流管道振动位移  $d$  的分布如图 11 所示.随着节流孔直径的增加,管

道振动位移不断增大. 其中, 4 mm 孔径模型, 其外壁的最大振幅达到 0.125 2 mm; 8 mm 孔径模型, 最大振幅为 0.0175 5 mm; 12 mm 孔径模型, 最大振幅为 0.012 mm. 这是因为节流孔直径的增加, 降低了节流孔出口的水流速度, 减小了激振力的大小, 降低了管壁的振动.

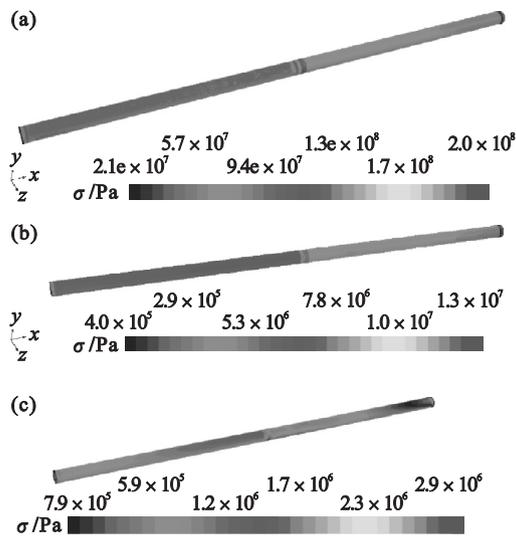


图 9 节流孔径不同时管道的应力

Fig. 9 Stress on the throttling pipe with different diameters

(a)—4 mm; (b)—8 mm; (c)—12 mm.

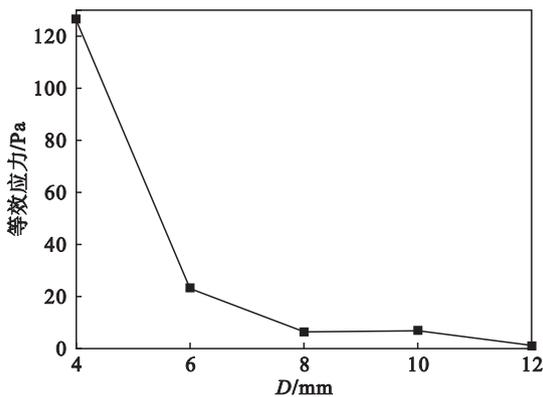


图 10 不同直径节流孔对第二测点应力的影响

Fig. 10 Effect of the diameter of the throttling pipe on the equivalent stress at test point 2

不同节流孔径下, 测试点处总声压级的变化规律如图 12 所示. 由图 12a 可知, 随着节流孔径的减小, 节流管道的总声压级逐渐升高, 其中,  $D=4$  mm 模型的总声压级为 71.95 dB, 较  $D=12$  mm 模型升高了 1.6 倍. 这是因为节流速度及管道振动随节流孔径的增加逐渐增大. 由图 12b 可知, 在声压级随频率的变化方面, 最大声压级及其对应频率随节流孔径的增加而逐渐减小, 其中, 4 mm 孔径模型的最大声压级为 67.8 dB, 对应频率为 2 405 Hz, 而 12 mm 节流孔径模型的最大声

压级为 40.79 dB, 频率为 1 014.5 Hz. 这是因为随着节流孔径的增加, 节流孔后的流体流速减小, 且尾迹涡脱落频率降低.

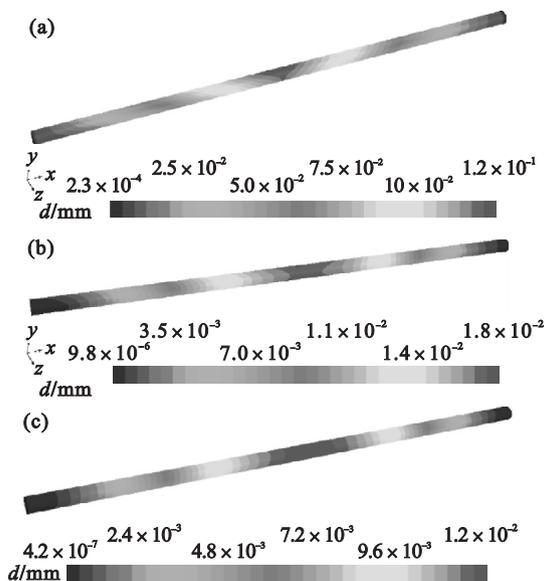


图 11 节流孔径不同时管道的振动位移

Fig. 11 Displacement of the throttling pipe with different diameters

(a)—4 mm; (b)—8 mm; (c)—12 mm.

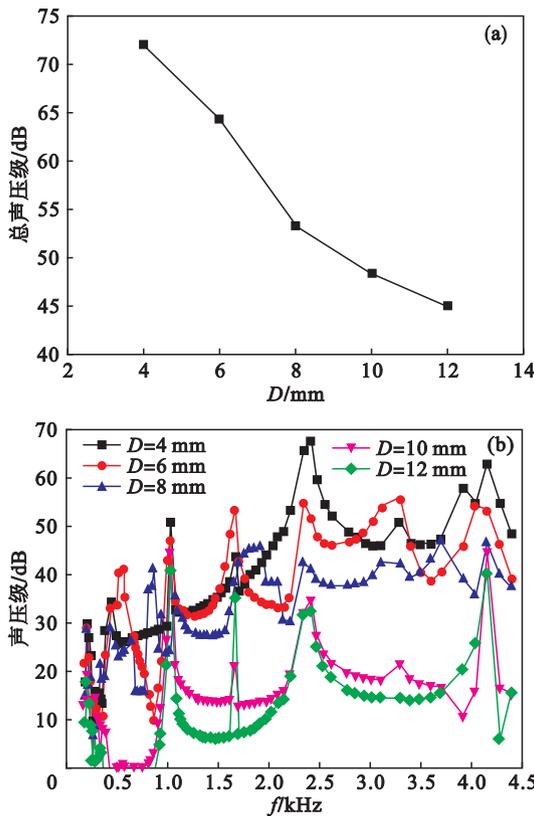


图 12 声压级随节流孔径的变化

Fig. 12 Change of sound pressure level with diameter of throttling pipe

### 4 流量对节流辐射噪声的影响

流量作为影响节流管道振动噪声的另一个重要因素,其作用在高流量下尤为明显.为研究高流量下的这一规律,本文对 8 mm 节流孔模型,在 36,31 以及 27 L/min 三个状态下进行了仿真.

节流管道壁面应力的分布如图 13 所示.由图可知,随着来流流量的增加,管道壁所受应力不断增大,流量为 27 L/min 时,管道壁的最大应力为 7.2 MPa;36 L/min 时,最大应力为 11.4 MPa.这是因为流量的增加,提高了节流孔出口的水流速度,这将增大涡脱落导致的激振力.

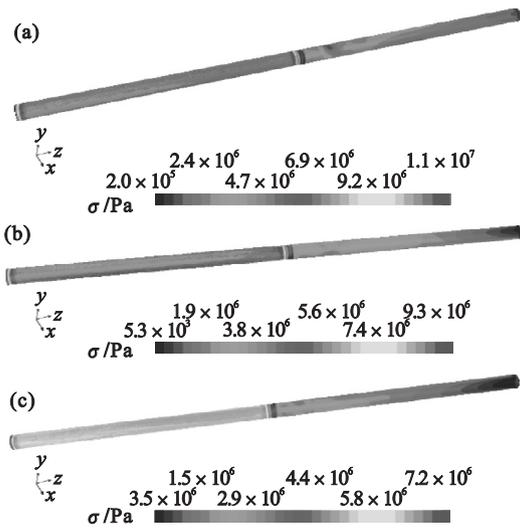


图 13 不同流量下管道的应力

Fig. 13 Stress on the throttling pipe with different flow rates

(a)—36 L/min; (b)—31 L/min; (c)—27 L/min.

不同流量下第二测试点处的平均等效应力如表 1 所示.由表可知,随着流量的增加,第二测试点的应力值及随时间波动的幅值均不断增加.其中,36 L/min 时,测试点 2 的平均应力为 11.05 MPa,而 27 L/min 时,为 6.78 MPa,下降了 63%.

表 1 不同流量下的平均应力  
Table 1 Average stress under the different flow rates

流量/(L·min <sup>-1</sup> )	36	31	27
平均应力/MPa	11.05	8.91	6.78

节流管道壁面振动位移的分布如图 14 所示.随着流量的增加,管道壁振动位移不断增大.当流量为 27 L/min 时,最大振幅达到了 0.014 4mm;当流量为 31 L/min 时,管壁最大振幅为 0.017 9 mm,较 27 L/min 工况增加了 24.3%.这

是因为流量的增加提高了节流孔出口的水流速度,导致激振力增加,管壁振动增大.当流量为 36 L/min 时,管道最大振幅为 0.018 mm,与流量为 31 L/min 时相比,增幅不大.

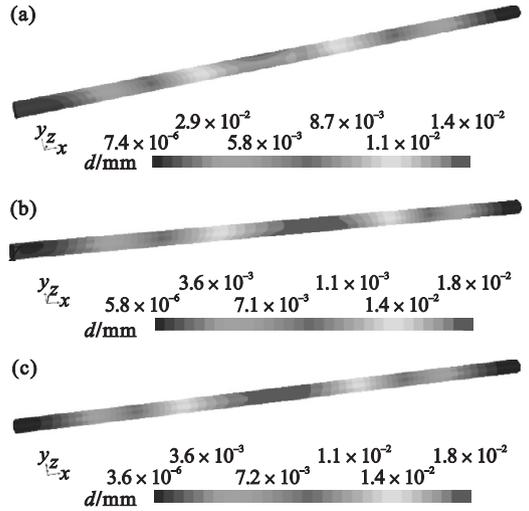


图 14 不同流量下管道的振动位移

Fig. 14 Displacement of the throttling pipe with different flow rates

(a)—27 L/min; (b)—31 L/min; (c)—36 L/min.

不同来流速度下,测试点处的总声压级以及声压级随频率的变化规律如表 2、图 15 所示.可知,随着来流速度的增加,节流管道的总声压级逐渐升高,其中,36 L/min 模型的总声压级较 27 L/min 模型升高了 48.9%.此外,由图 15 可知,在低频、中频以及高频下声压级均随来流速度的增加不断增大.这是因为节流速度及管道振动

表 2 不同流量下的总声压级

Table 2 Overall sound pressure level under the different flow rates

流量/(L·min <sup>-1</sup> )	36	31	27
总声压级/dB	53.3	49.5	35.8

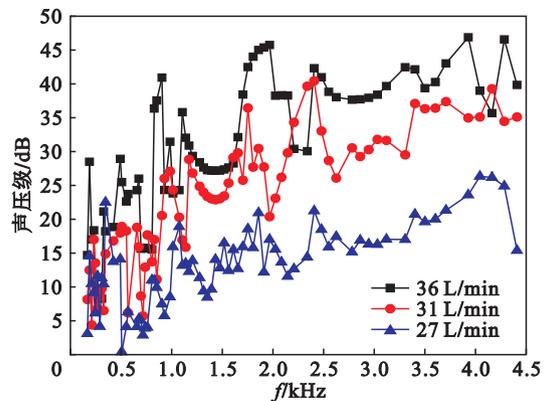


图 15 声压级随流量的变化

Fig. 15 Change of sound pressure level with flow rate

随流速的增加逐渐增大。

## 5 结 论

1) 本文的仿真模型具有较高的预测精度。在振动方面测点1平均应力的误差为1.6%,测点2平均应力的误差为7.01%。在总声压级方面,实验测试总声压级与仿真预测值间的相对误差为2.9%。

2) 节流管道流致噪声的机理:受节流管道流场中流体尾迹涡的影响,流体在管壁上产生了周期性的激振力,且激振力的频率与管道模态对应的频率相近,使振动加剧,产生了辐射噪声。

3) 随着节流孔直径的增加,节流管道振动及辐射噪声逐渐减弱。在设计中,可以通过对节流孔径的限制来控制流致振动噪声。

4) 随着来流流量的增加,节流管道振动及辐射噪声逐渐增大。可以通过减小流量来抑制流致振动噪声。

## 参考文献:

- [1] 杜晓东,王晗,王贵龙,等. 节流孔板的流场噪声耦合分析及改型设计[J]. 船舶工程,2018,40(3):29-32.  
(Du Xiao-dong, Wang Han, Wang Gui-long, et al. Coupling analysis and modification design of noise in flow field of throttle orifice[J]. *Shipping Engineering*, 2018, 40(3): 29-32.)
- [2] Au-Yang M K. Flow-induced vibration of power and process plant components: a practical workbook [M]. New York: ASME Press, 2002.
- [3] Weaver D S, Ziada S, Au-Yang M K, et al. Flow induced vibration of power and process plant components: progress and prospects [J]. *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 2000, 122: 339-348.
- [4] Moussou P, Lafon P, Potapov S, et al. Industrial cases of FSI due to internal flows[C]//Ninth International Conference on Pressure Surges 2004. Chester, UK, 2004: 167-184.
- [5] 林磊,李贵杰,徐德城,等. 核电厂高压缸进气管道高频壳壁振动分析[J]. 核科学与工程,2019,39(3):396-405.  
(Lin Lei, Li Gui-jie, Xu De-cheng, et al. High frequency

shell-wall vibration analysis of high-pressure cylinder steam inlet pipes in nuclear power plant[J]. *Nuclear Science and Engineering*, 2019, 39(3): 396-405.)

- [6] 王培鑫,王泽武,赵健,等. 油气管道非线性振动基频分析[J]. 化工机械,2019,46(2):173-177.  
(Wang Pei-xin, Wang Ze-wu, Zhao Jian, et al. Nonlinear vibration fundamental frequency analysis of oil & gas pipeline [J]. *Chemical Engineering & Machinery*, 2019, 46(2): 173-177.)
- [7] 何超,赖姜,喻丹萍,等. 核电厂管道振动测量系统的研制[J]. 核动力工程,2019,40(sup 1):155-158.  
(He Chao, Lai Jiang, Yu Dan-ping, et al. Research and development of vibration measurement system for pipeline in NPPs [J]. *Nuclear Power Engineering*, 2019, 40(sup 1): 155-158.)
- [8] 张宝峰. 多级节流孔板的设计计算[J]. 西北电力技术, 2005(5):32-33.  
(Zhang Bao-feng. Design and calculation of multistage orifice plate [J]. *Northwest China Electric Power*, 2005(5): 32-33.)
- [9] Young F R. Cavitation[M]. London: Imperial College Press, 1999.
- [10] Brennen C E. Cavitation and bubble dynamics[M]. Oxford: Oxford University Press, 1995.
- [11] Smith N Q, Johnson M C, Barfuss S L. Vapor cavity collapse downstream from orifice plates [J]. *Journal of Hydraulic Research*, 2008, 46: 830-834.
- [12] Testud P, Moussou P, Hirschberg A, et al. Noise generated by cavitating single-hole and multi-hole orifices in a water pipe [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2007, 23(2): 163-89.
- [13] 娄燕鹏. 高压降多级降压疏水阀及阀控管道振动噪声特性研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2016.  
(Lou Yan-peng. Research on noise and vibration of multi-stage depressed drain valve and pipeline [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2016.)
- [14] Alenius E, Abom M, Fuchs L. Large eddy simulations of acoustic-flow interaction at an orifice plate [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, 345: 162-177.
- [15] Bamidele O E, Ahmed W H, Hassan M. Two-phase flow induced vibration of piping structure with flow restricting orifices [J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2019, 113: 59-70.
- [16] Menter F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications [J]. *AIAA Journal*, 1994, 32(8): 1598-1605.