

船舶汽轮机蒸汽管路流动噪声源的声类比计算研究

强旭¹, 许伟龙², 王鹏³, 刘应征³

(1. 上海交通大学 中英国际低碳学院, 上海 201306; 2. 中国舰船研究设计中心, 湖北 武汉 430064;
3. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240)

摘要: 针对某船舶动力系统蒸汽调节管路在不同阀门启闭状态下的流动噪声源空间分布, 开展了详细的计算气动声学数值研究工作。采用剪切应力输运湍流模型(SST, shear stress transport)获取了管内复杂三维蒸汽流场分布; 结合Curle声类比模型和Proudman声类比模型分别计算得到管路壁面偶极子噪声源和管内流体域四极子噪声源分布特性。研究表明: 相比于阀门关闭状态下的一进一出“T型”和“Z型”管路, 阀门开启后的两进一出“h型”管路内流动噪声源强度上升明显; 偶极子噪声源主要分布在管路汇聚处与出口弯管区域壁面, 与此区域流体剪切应力相关; 由于出口弯管直径突然变小, 且流体流向发生变化, 导致此处管内流场湍流度较高, 故而产生了较为强烈的四极子噪声源。

关键词: 蒸汽动力管路; 流动噪声源; 计算气动声学; Curle声类比模型; Proudman声类比模型

中图分类号: TH134 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.04.002

[引用本文格式] 强旭, 许伟龙, 王鹏, 等. 船舶汽轮机蒸汽管路流动噪声源的声类比计算研究[J]. 热能动力工程, 2023, 38(4): 7-15. QIANG Xu, XU Wei-long, WANG Peng, et al. Aeroacoustics simulation of flow induced noise sources inside the steam pipeline of marine turbine system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(4): 7-15.

Aeroacoustics Simulation of Flow Induced Noise Sources inside the Steam Pipeline of Marine Turbine System

QIANG Xu¹, XU Wei-long², WANG Peng³, LIU Ying-zheng³

(1. China-UK Low Carbon College, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, China, Post Code: 201306;
2. China Ship Research & Design Center, Wuhan, China, Post Code: 430064;
3. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, China, Post Code: 200240)

Abstract: Aiming at the spatial location of the aerodynamic noise sources in the steam regulating pipe of a marine power system under different valve opening and closing conditions, a detailed numerical study of computational aeroacoustics was carried out. Shear stress transport (SST) turbulence model was used to obtain the complex three-dimensional steam flow field distribution in the pipe; combined with Curle acoustic analogy model and Proudman acoustic analogy model, the distribution characteristics of dipole noise source on the pipe wall and quadrupole noise source in the fluid domain of the pipe were calculated respectively. The research result shows that compared with T type and Z type pipelines with one inlet and one outlet when the valve is closed, the intensity of aerodynamic noise source "h" type pipeline with two inlets and one outlet increases significantly after the valve is open. Among them, the dipole noise source

收稿日期: 2022-04-02; 修订日期: 2022-05-16

基金项目: 国家自然科学基金(11802177)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China (11802177)

作者简介: 强旭(1998-), 女, 上海交通大学硕士研究生.

通讯作者: 王鹏(1991-), 男, 上海交通大学副教授.

is mainly distributed in the pipeline convergence and the wall of outlet elbow area, which is closely related to the local fluid shear stress. The quadrupole noise source is mainly located in the outlet elbow, which is strongly related to higher turbulent kinetic energy distribution of flow field in pipe caused by suddenly becoming small of elbow diameter and the change of flow direction.

Key words: steam power pipeline, aerodynamic noise source, computational aeroacoustics, Curle acoustic analogy model, Proudman acoustic analogy model

引 言

汽轮机动力系统通常配备两套输运管路,由安全阀门控制连通,防止动力系统进行海上作业时出现意外事故。输运系统要在狭窄的船舶内合理布置,需要在管路中安装大量非标准连接件^[1-4]。这使得管路内流通的高温高压蒸汽常处于高度紊乱状态,导致强烈的气动噪声传播现象。该现象主要表现为管壁压力脉动引起的偶极子噪声源与管中蒸汽流动的内部应力导致的四极子噪声源。气动噪声在紧凑的管路中难以耗散和快速传播,使得船舶管路系统与动力系统核心部件时常遭受高周疲劳(High-cycle Fatigue)。对管路内部噪声源进行数值预测,能够预知管路中潜在危险位置,为后续零件定期检修,延长管路系统运行寿命提供帮助。

近些年来,管路流动噪声由于会导致管路结构振动^[5]甚至声疲劳破坏^[6]等问题而得到了广泛的关注。相比于苛刻的声学测量环境,计算气动声学(Computational Aeroacoustics, CAA)是更为常见的研究手段。目前,常见的 CAA 方法主要有混合流场模拟和声类比模型方法。在流场计算方面,学者们常用雷诺时均模拟(Reynolds-averaged Navier-Stokes, RANS)模型研究工程问题。而预测气动噪声的常用方法主要基于 Lighthill 声类比理论^[7-9], Curle^[10]和 Proudman^[11]两位学者将该理论推广至壁面边界层流和各向同性湍流中。Gamage^[4], Sanjosé 等人^[12], Vuong 等人^[13]和 Rasuo 等人^[14]通过 RANS 模拟兼 CAA 模型分别对突缩管、管道通风系统及连续正气压装置的三维工程管道的内部气流进行研究,并识别潜在噪声源位置,在与实测壁面声压进行对比后发现:对于宽频带噪声, RANS 模拟提供参数来校准噪声源,预测的宽带噪声谱精度在 3 dB 以

内。Jones 等人^[15]通过研究穿孔板的流动噪声,对比从 RANS 模拟稳态和瞬态的计算数据中提取的宽带噪声的声功率,验证了使用稳态 RANS 模拟作为瞬态模拟的快速替代方案的可能性。Croaker 等人^[16-17]与 Tao 等人^[18]分别采用 Proudman 声类比模型与 Curle 声类比模型预测四极子与偶极子噪声场,并与对应实验测量的声压结果对比,良好。通过 RANS 模型稳态计算结合 Proudman 声类比模型及 Curle 声类比模型来预测流动噪声的方法,被广泛应用于工程噪声预测中,且已被大量实验验证可行性。

本文采用 SST 模型计算管路三维流场分布,并采用 Curle 声类比模型和 Proudman 声类比模型分别预测管路壁面偶极子噪声源和流体域四极子噪声源。针对阀门 3 种不同启闭状态下的管路系统(涵盖一进一出“T”型管路、一进一出“Z”型管路和两进一出“h”型管路)开展气动声学数值计算,获取了管内气动噪声场。

1 船舶动力系统蒸汽管路

图 1 为某船舶汽轮机动力系统示意图。该系统中蒸汽动力输运管路上游连接锅炉,下游连接汽轮机。该系统配备两套输运管路,中间采用安全阀门 5 进行控制,两个蒸汽进口和两个蒸汽出口由连接管连通,以保证局部管路出现问题时通过调节阀门使系统继续运行一段时间。此外,每条管路的上、下游都备有安全阀。

本文选取 3 条典型运行管路:(1) 一进一出“T”型管路:此时控制阀门关闭,两条管路独立运行,分别给两台汽轮机组供汽。为减小计算量,考虑到两路蒸汽供汽互不影响且对称一致,只建立单路蒸汽的供汽模型;(2) 一进一出“Z”型管路:控制阀门开启,上游安全阀 1 和下游安全阀 2 关闭,模拟 1

号锅炉处蒸汽入口故障的工况,此时仅能通过锅炉 2 输入的蒸汽给出口 1 处汽轮机组供汽;(3) 两进一出“h”型管路:仅下游安全阀 2 关闭,此时锅炉 1 和 2 输入的蒸汽同时给出口 1 处汽轮机组供汽,模拟汽轮机需要大功率蒸汽动力输入的情况。3 条运行管路分布示意图如图 2 所示。

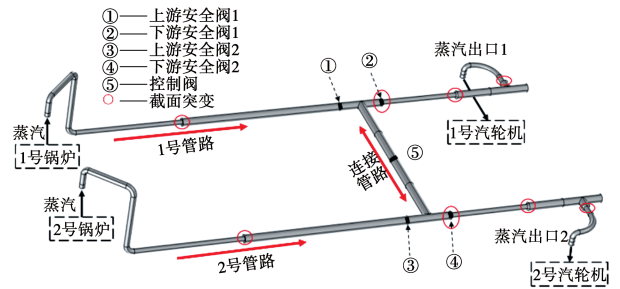


图 1 某船舶汽轮机动力系统示意图

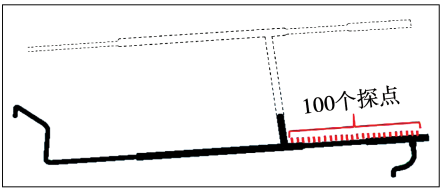
Fig.1 Schematic diagram of steam pipeline of a marine power system

2 计算气动声学方法

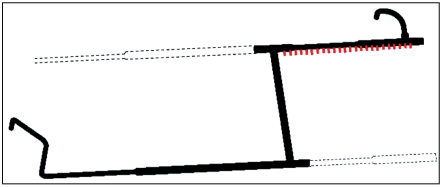
2.1 数值模型

2.1.1 网格划分与无关性验证

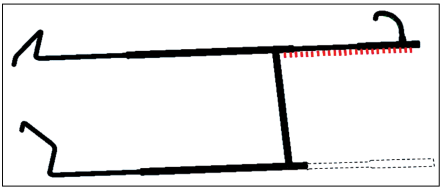
对不同运行工况下的管路系统进行三维流体域提取和建模,如图 2 所示。管路模型长度达 10 m,宽度大约 3.5 m,在管路的上下游均存在突扩管或突缩管,大口径 D 与小口径 d 的比值为 1.49。采用结构化网格对其空间离散化。以“T”型管路模型为例,对其进行网格无关性验证。以 4 套网格密度不同的划分方式离散模型,并进行计算,将结构复杂、流动最紊乱的下游出口支管管壁处偶极子噪声源声压从 4 种计算结果中提取出来进行对比,结果如表 1 所示。最终选用第 3 套网格划分方式,包含 200 万六面体网格节点。此时的网格质量系数在 0.417 ~ 1 范围内,其局部网格细节放大图如图 3 所示。为精准获得边界层流动特性,沿壁表面的第一个单元的间距设置为 0.1 mm,使得整体标准化壁距离 $y^+ < 100$,计算时采用壁面函数处理边界层流动。采用相同的网格划分方式对“Z”型管路与“h”型管路流体域进行空间离散化,分别得到 250 万和 350 万网格节点数。



(a) “T”型管路



(b) “Z”型管路



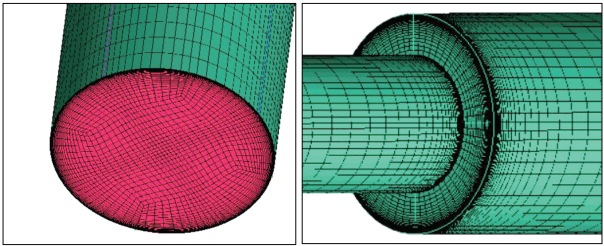
(c) “h”型管路

图 2 不同阀门启闭状态下的蒸汽管路流体域
Fig.2 Computational fluid domains of steam pipeline under different operation conditions

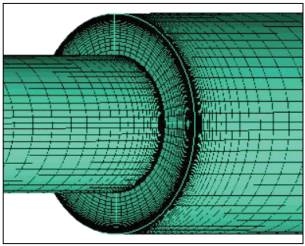
表 1 网格无关性验证结果

Tab.1 Results of grid independence verification

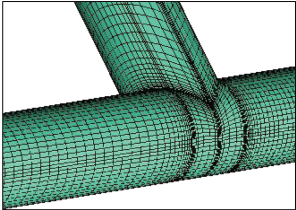
网格 序号	网格 数/万	网格最 小尺寸/ mm	网格最 大尺寸/ mm	近壁网 格厚度/ mm	边界层 伸展比	出口支管管壁 偶极子噪声 源声压级/dB
1	55	2	100	0.1	1.2	61.9
2	110	2	40	0.1	1.2	61.1
3	200	2	20	0.1	1.2	57.5
4	300	1	20	0.1	1.2	58



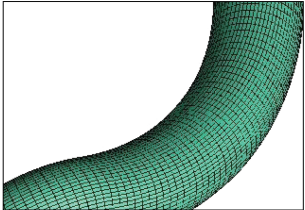
(a) 管壁截面



(b) 突扩管



(c) 旁支管



(d) 弯管

图 3 管路局部网格图

Fig.3 Local grid diagram of pipeline

2.1.2 边界条件设置

模型边界的相关参数由船舶汽轮机数字电液控制系统 (DEH) 实际监控的管路运行真实数据提取。由于蒸汽运行参数波动较小 (5% 以内), 故而边界条件设置时采用时间平均值和入口湍流速度。对于所有工况: 每个进口均设置为质量流量进口, 为 1.94 kg/s ; 蒸汽入口温度设置为 $224 \text{ }^{\circ}\text{C}$; 入口湍流速度设置为 1%。管路出口设置为压力边界条件, 其平均静压数据 (1.75 MPa) 来源于 DEH 系统测点历史数据。每个管路模型的入口速度 $U_0 = 30 \text{ m/s}$, 对应的进口雷诺数和马赫数分别为 $Re_{in} = 1.06 \times 10^6$ 和 $Ma_{in} = 0.064$ 。整套管路系统的壁面均设置为无滑移绝热壁面。计算中的蒸汽物性参数采用 IAPWS 实际蒸汽参数表格进行插值计算。由于管道内流速始终低于 65 m/s , 其马赫数远低于 0.3, 因此在计算时可认为蒸汽为不可压缩流体。计算时采用分离流体的求解器, 计算过程中使用 AMG 线性求解器求解。其中, 松弛方案选择高斯-赛德尔方法。

2.2 湍流模型

本文采用 SST 湍流模型进行三维流场数值模拟。SST 湍流模型属于 RANS 模型的一种。RANS 模型将 Navier-Stokes 方程中的瞬时变量 Φ_i 分解为平均量 $\bar{\Phi}_i$ 与脉动量 Φ_i' , 忽略脉动项, 使计算流场的基本控制方程变为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\rho \bar{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{u} \otimes \bar{u}) = -\nabla \cdot \bar{p}I + \nabla \cdot (\bar{T} + T_{\text{RANS}}) + f_b \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\rho \bar{E})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{E} \bar{u}) = -\nabla \cdot \bar{p} \bar{u} + \nabla \cdot (\bar{T} + T_{\text{RANS}}) \bar{u} - \nabla \cdot \bar{q} + f_b \bar{u} \quad (3)$$

式中: ρ —密度; $\bar{u}$ —平均速度; $\bar{p}$ —平均压力; I —单位张量; $\bar{T}$ —平均粘性应力张量; f_b —体积力; $\bar{E}$ —每单元质量的平均总能; $\bar{q}$ —平均热通量。

雷诺应力张量 T_{RANS} 定义为:

$$T_{\text{RANS}} = -\rho \begin{pmatrix} \overline{u'u'} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'v'} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'w'} \end{pmatrix} + \frac{2}{3} \rho k I \quad (4)$$

式中: k —湍动能; u', v', w' —各速度分量的脉动量。

T_{RANS} 的常用计算方法是通过 Boussinesq 假设, 将其用湍流涡粘度 μ_t (turbulent eddy viscosity) 表示:

$$T_{\text{RANS}} = 2 \mu_t S - \frac{2}{3} (\mu_t \nabla \cdot \bar{u}) I. \quad (5)$$

式中: S —应变率张量, $S = \frac{1}{2} (\nabla \bar{u} + \nabla \bar{u}^T)$ 。

依据湍流粘性 μ_t 计算方法的不同可以将 RANS 模型分为 Spalart-Allmaras- $k-\varepsilon$ - $k-\omega$ -Reynolds stress 这 4 种模型^[19]。其中, Spalart-Allmaras 模型不适合流动尺度变换较大的流动; Reynolds stress 模型难以收敛; $k-\varepsilon$ 模型由于涡旋粘性各向同性的假设, 在有旋、曲率较大、压力梯度较强等复杂流动问题的模拟存在欠缺; 因此选用了内流场、分离流的 SST $k-\omega$ 模型。相比于标准 $k-\omega$, SST $k-\omega$ 模型考虑了湍流剪切应力的输运, 对标准 $k-\omega$ 模型进行了修正, 使其更好地适应了近壁和远场计算。

SST $k-\omega$ 模型:

$$\mu_t = f \left(\frac{\rho k^2}{\omega} \right) \quad (6)$$

式中: ω —比耗散率, $\omega = \frac{\varepsilon}{k}$; ε —湍流耗散率。

2.3 声类比模型

在气动声学领域, Lighthill^[7] 根据流体中的 Navier-Stokes 方程推导出声学波动方程, 将其中偏离波动方程的非线性项作为源项。Curle^[10] 考虑到固体边界对声场的影响, 将 Lighthill 声类比理论推广得到 Curle 声类比理论。Curle 模型可计算管壁湍流边界层流压力脉动引起的声压 $p'(x, t)$:

$$p'(x, t) = \frac{1}{4\pi a_0} \int_S \left[\frac{x-y}{r^2} \frac{\partial p}{\partial t} \left(y, t - \frac{r}{a_0} \right) \cdot n dS(y) \right] \quad (7)$$

式中: p' —声压; a_0 —远场声速; p —表面压力; x —远场中的位置; y —用于计算噪声的远场点 (在固体边界网格上测量面形心); $r = |x - y|$; n —壁面法向。

壁面每单位表面声压 SAP 推算为:

$$\begin{aligned} \text{SAP} &= \frac{1}{\rho_0 a_0} \left[\int_0^{2\pi} \int_0^\pi p'^2 r^2 \sin\theta d\theta d\gamma \right] \\ &= \int_S \frac{A_c(y)}{(12 \rho_0 \pi a_0^3)} \left(\frac{\partial p}{\partial t} \right)^2 dS(y) \end{aligned} \quad (8)$$

公式(8)中表面压力的时间导数 $\frac{\partial p}{\partial t}$, 即壁面压力波动 p'_w , 这一项可由湍流模型计算出的壁面剪应力 σ_w 得到^[20]:

$$p'_w = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial t}\right)^2} \cong 3 \sigma_w \quad (9)$$

Proudman^[10]将 Lighthill 声类比理论推广至不可压缩的各向同性湍流中,得到 Proudman 公式。Proudman 公式给出了对于不可压缩近流动的各向同性湍流的每单位体积的声功率 AP 为:

$$AP = \alpha \rho_0 \frac{u^3}{l} \frac{u^5}{a_0^5} \quad (10)$$

式中: u —速度分量之一的均方根; l —速度的纵向积分长度尺度; ρ_0 为远场密度; α —模型常数,根据 Sarkar 等人^[21]的数值计算结果定为 0.629。

所有模型的计算均针对管路内部高温高压蒸汽介质,温度为 224 ℃,压力 1.75 MPa,对应介质密度 $\rho_0 = 8.33 \text{ kg/m}^3$,声速 $c_0 = 465.4 \text{ m/s}$ 。

3 结果与分析

3.1 管内流动特性分析

图4为通过 SST 湍流模型模拟计算得到的3种管路内部无量纲处理后的蒸汽速度分布云图。图中选取管路中心平面以突现管内的流速分布特征。上、下游管内的流速均远高于连接管路及其附近的流速,且3种管路的上游中间部分均存在一个流速迅速衰减的区域。这是因为中间连接管路及其附近管路截面直径大于上下游靠近进出口的管路,在相同的质量流量下,大口径管路内部的流速更低;上游管路中间存在一个截面突扩区,蒸汽以近似射流的形式流过,速度迅速降低。对比3种管路内流速分布可知,“h”型管路下游的流速远高于“T”型和“Z”型管路。这是因为“h”型管路为两进一出管路,比一进一出的“T”型和“Z”型管路多了一个蒸汽动力输入。在管路下游,两股输入蒸汽汇合,使得管路内流速整体增大。相比于“T”型管路,“Z”型和“h”型管路在中间连接管路两端存在小范围的流速增大区域,这是因为蒸汽在“Z”型和“h”型管路的管路两端流动方向发生改变,而“T”型管路由于连接管路末端为壁面,对整体管路流向影响不大。

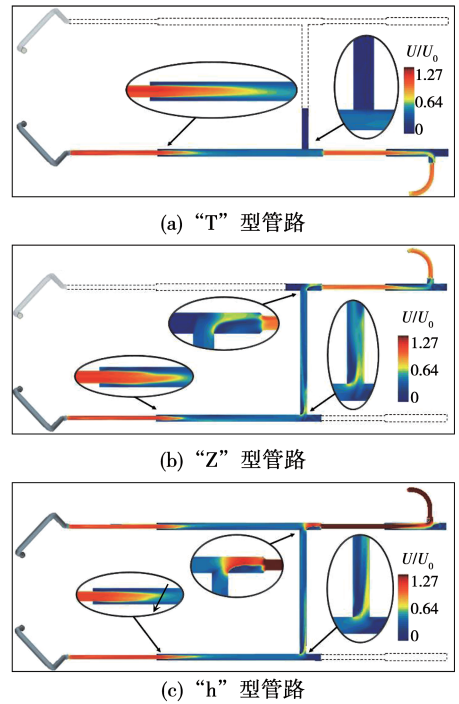


图4 3种管内中心平面蒸汽流速分布

Fig.4 Contour plots of steam flow velocity in central plane of three pipelines under different operation conditions

图5为3种管路壁面无量纲处理后的剪应力 σ_w 分布特征。由图5可知,3种管路的壁面上、下游管壁的剪应力远高于连接管路及其附近的流速,且相比弯管外侧的低应力区域,弯管内侧均为高应力。对比3种不同管路,“h”型下游管路的壁面剪应力明显高于其他两种管路,且“h”型管路和“Z”型管路在连接管路两端附近存在小范围的剪应力增大区域。将管壁剪应力分布特征与图4显示的管内蒸汽流速分布特征对照可知,流速快的区域,由于壁面法向速度波动增大,剪应力高、压力脉动大。

3种管路内部无量纲处理后的湍动能分布如图6所示,图中选取管路中心平面以突显管内分布特征。由图可知,3条管路在管路上、下游的截面突扩处与下游出口分支处均存在高端动能区域,“h”型管路与“T”型管路中间连接管路两端也出现高端动能区域。这是由于蒸汽流动在管路截面突然增大以及流动方向突然改变时出现剪切分离而湍动能剧烈增大。相比“T”型与“Z”型管路,“h”型管路下游内部的湍动能强度明显增高。这是因为在其下游处两股蒸汽汇合之后,管内速度迅速增大,使得管内湍

流量提高。

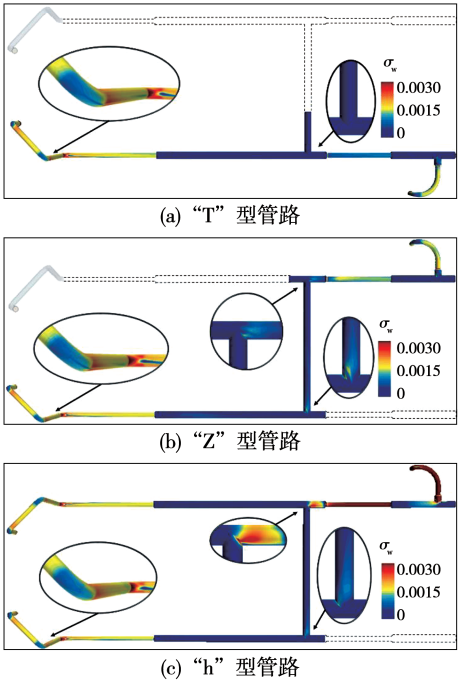


图 5 管壁剪切应力分布

Fig. 5 Contour plots of shear stress of pipe wall under different operation conditions

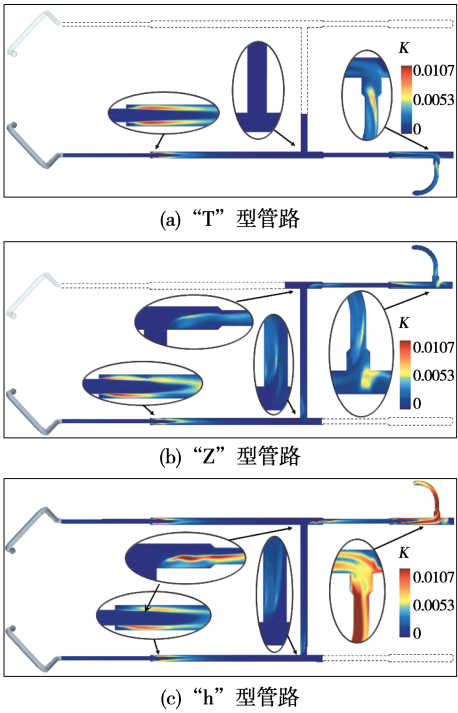


图 6 管内中心平面湍动能分布

Fig. 6 Contour plots of turbulent kinetic energy in central plane of pipeline under different operation conditions

3.2 管内流动噪声源分布

通过 Curle 模型得出 3 条管路壁面偶极子噪声源空间分布,如图 7 所示。在管路上、下游截面小口径管路处偶极子噪声源声压明显高于中间连接管路的大口径管路壁面声压。相比弯管外侧存在的低声压区,弯管内侧壁面均存在偶极子噪声源高声压区。“h”型管路下游管壁偶极子噪声源声压明显高于“T”型与“Z”型管路。由图 7 与图 5 对比可知,在壁面高声压区域存在较强的剪切应力,且分布高度一致。管道偶极子噪声源噪声与壁面剪切应力有关,即与壁面法向速度梯度有关。

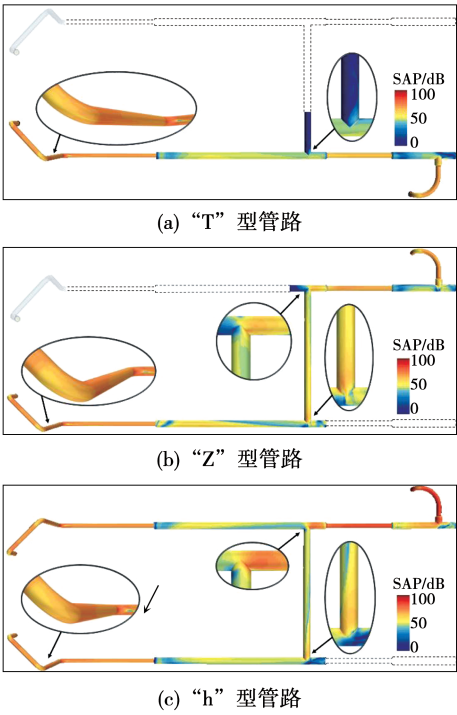


图 7 管壁偶极子噪声源声压分布

Fig. 7 Contour plots of sound pressure generated by dipole noise source of pipe wall under different operation conditions

通过 Proudman 模型得出 3 条管路内部四极子噪声源空间分布,如图 8 所示。由图可知,长直管内产生的噪声较低,但在管路上下游的截面突扩处与下游出口分支处会出现高声压区。除此之外,“h”型管路与“T”型管路中间的连接管路的两端也存在高声压区域;“h”型管路下游内部声压明显高于“T”型与“Z”型管路。结合图 6 展示的管内中心平面的

湍动能分布云图发现,湍动能与四极子噪声源的高强度区域分布高度一致,管内四极子噪声与流动湍流强度有关。

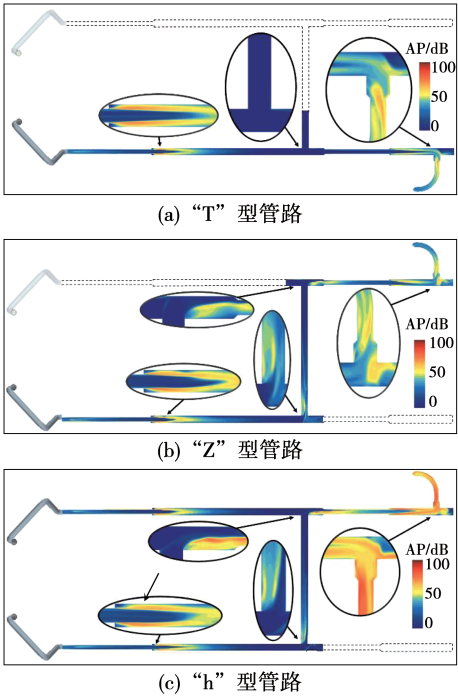
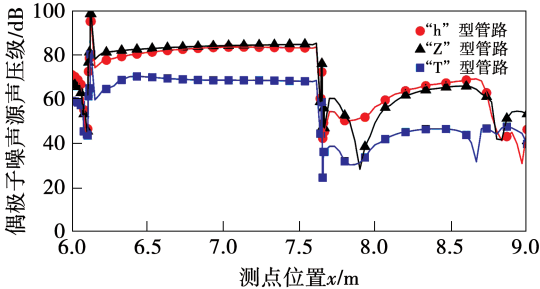


图 8 管内中心平面的四极子噪声源声压分布
Fig. 8 Contour plots of sound pressure generated by quadrupole noise source in central plane of pipeline under different operation conditions

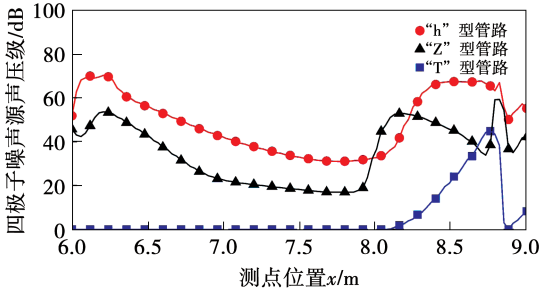
由图 7、图 8 可知,3 种管路下,蒸汽在下游管路中高压声区域明显增多,这与下游旁支管、突扩管、弯管等管路零件分布紧凑有关。因此,在从旁支管到出口附近三通管这段距离的管中心布置 100 个探测点(图 2),对比不同管路壁面偶极子与内部四极子噪声源声压,如图 9 所示。

图 9(a)为了 3 种管路下游处(其监测点位置已标注在图 2 中)壁面偶极子噪声源的声压对比。在 x 为 6.2~7.7 m 时,管壁偶极子噪声源声压均匀分布;在 x 为 7.7~7.9 m 时,随着 x 的增加偶极子噪声源声压先是急剧下降,接着最低点处出现幅值波动;而在 x 为 8.0~8.5 m 时,声压回升并保持稳定;在 x 为 8.6~9.0 m 时,声压再一次出现迅速下降的趋势。对比图 5 所示管壁剪切应力分布可知,在 x 为 6.2~7.7 m 处管路为小口径直管,壁面剪切应

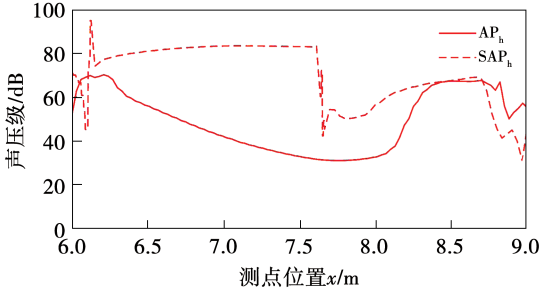
力相对较高且均匀分布;而随着 x 的增加,蒸汽由小口径直管通过突扩管以近乎射流的状态进入大口径管路区域,管内剪切应力迅速降低,然后蒸汽逐渐向管壁扩散运动,使得壁面法向速度波动逐渐增大,管内剪切应力逐渐增大;直至蒸汽由于三通管的导向作用向出口弯管运动,三通管处流向蒸汽速度迅速下降,壁面剪切应力也因此骤降。“T”型管路声压值明显低于其他两种管路,这是“T”型管路相比于其他管路简单,无多次流向变化,壁面剪切应力也相对较小的原因。



(a) 管壁偶极子噪声源声压对比



(b) 管内四极子噪声源声压对比



(c) “h”型管路的偶极子噪声源与四极子噪声源声压对比

图 9 出口直管声压对比图
Fig. 9 Contrast diagram of sound pressure for outlet straight pipe

图 9(b)为 3 种管路内部的四极子噪声源声压对比。在下游三通管处内部声压随着 x 增大先逐渐增大后迅速降低。这是因为蒸汽通过下游突扩管进

入三通管附近,管路中心湍动能逐渐增大,在蒸汽由三通管流入出口弯管后,三通管右侧管路内蒸汽流速迅速降低,湍动能也迅速降低。小口径支管区域,3种管路内部声压存在较大的差异性:“T”型管路在 $x=8.1\text{ m}$ 之前,管内四极子噪声源的声压为零;“Z”型与“h”型管路内,当蒸汽在 6.15 m 处通过突缩管进入小口径管路后,四极子噪声源的声压随着 x 增大逐渐下降。这是因为“T”型下游管路蒸汽流向稳定,因此湍动能较低,几乎不存在四极子噪声源。蒸汽在“Z”型和“h”型管路进入下游管路之前会通过旁支管实现流动方向的 90° 变化,存在流动分离现象,导致湍动能增大,四极子噪声源声压增强。随着 x 增大,流动分离现象逐渐减弱,流动区域平稳,湍动能逐渐降低,四极子噪声源声压缓慢下降。

图9(c)对比了“h”型管路偶极子噪声源 SAP_b 与四极子噪声源 AP_b 的声压分布,对比图4、图5和图6可知,偶极子噪声源的声压在流动稳定(如长直管内的流动)情况下,远高于四极子噪声源,但是当蒸汽经过突扩管、弯管、旁支管等流向变化的管件时,流体湍流强度增加,管道内四极子噪声源强度剧烈增强,甚至高于偶极子噪声源。

4 结 论

通过 SST 湍流模型,结合 Curle 与 Proudman 声类比模型,获取了某船舶动力系统蒸汽调节管路在阀门不同启闭状态下的三维蒸汽流场与气动噪声场分布特点。主要结论如下:

(1) 管道内偶极子噪声源主要分布在小管径与管路汇聚处,与此处流体剪切应力相关。四极子噪声源主要位于管道出口以及管内突扩管、旁支管和弯管等的面积突变区域。

(2) 管道内偶极子噪声源的声压一般高于四极子噪声源,但是当探点位置在 $7.7\sim 9\text{ m}$ 处,蒸汽流动到出口三通管附近时,湍流强度增大,管道内噪声主要由四极子噪声源产生。

(3) 相比于阀门关闭状态下的一进一出管路,阀门开启后的两进一出管路内流动噪声源强度明显上升。对于管道系统而言,简单增加蒸汽动力数量

虽然可以为下游核心部件提供充足的动力,但也会产生较强的气动噪声,尤其是单一出口处。

参考文献:

- [1] ZHANG T, ZHANG Y O, OUYANG H. Structural vibration and fluid-borne noise induced by turbulent flow through a 90° piping elbow with/without a guide vane[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2015, 125: 66–77.
- [2] WANG P, MA H, DENG Y, et al. Influence of vortex-excited acoustic resonance on flow dynamics in channel with coaxial side-branches[J]. Physics of Fluids, 2018, 30(9): 095105.
- [3] WANG P, DENG Y, LIU Y. Vortex-excited acoustic resonance in channel with coaxial side-branches: vortex dynamics and aeroacoustic energy transfer[J]. Physics of Fluids, 2018, 30(12): 125104.
- [4] GAMAGE P T. Modeling of flow generated sound in a constricted duct at low Mach number[D]. Gainesville: University of Central Florida, 2017.
- [5] CHADHA A, LI W, DESAI P, et al. Investigating piping acoustic induced vibration problems and current assessment methods to evaluate fatigue life[C]//Inter-noise and Noise-CON Congress and Conference Proceedings, 2020, 262(1): 1003–1015.
- [6] PRAKASH A, DIWAKAR P, DAN L, et al. Acoustic vibration induced fatigue in pipe joints[C]//ASME Pressure Vessels & Piping Conference, 2015, 56963: V003T03A024.
- [7] LIDTHILL M J. On sound generated aerodynamically, I: general theory[J]. Proceedings of the Royal Society of London, Series A: Mathematical and Physical Sciences, 1952, 211(1107): 564–587.
- [8] GUO H, WANG Y S, ZHU F, et al. Multi-field coupling prediction for improving aeroacoustic performance of muffler based on LES and FW-H acoustic analogy methods[J]. International Journal of Aeroacoustics, 2021, 20(3/4): 414–436.
- [9] AHMADIAN H, NAJAFI G, GHOBADIAN B, et al. Analytical and numerical modeling, sensitivity analysis, and multi-objective optimization of the acoustic performance of the Herschel-Quincke tube[J]. Applied Acoustics, 2021, 180: 108096.
- [10] CURLE N. The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound[J]. Proceedings of the Royal Society A, 1955, 231(1187): 505–514.
- [11] PROUDMAN I. The generation of noise by isotropic turbulence[J]. Proceedings of the Royal Society of London, Series A: Mathematical and Physical Sciences, 1952, 214(1116): 119–132.
- [12] SANJOSÉ M, PESTANA M, MOREAU S, et al. Evaluation of ana-

lytical aeroacoustic models for a low-speed axial ventilation system [C]//Fan 2018 – International Conference on Fan Noise, Aerodynamics, Applications and Systems,2018.

[13] VUONG T X,AL-JUMAIL A,PAXTON R. Computational analysis of the dynamics flow in the duct system of an continuous positive airways pressure device[C]//ASME 2020 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2020, 84522: V005T05A028.

[14] RASUO B,DINULOV I M,TRNINIC M,et al. A study of aerodynamic noise in air duct systems with turning vanes [J]. FME Transactions,2021,49 (2) :308 – 314.

[15] JONES N L,GOEHRING A. Aeroacoustic faade noise validation: a comparison of CFD and wind tunnel tests[C]//Building Simulation 2019: 16th International Conference of the International Building Performance Simulation Association,2019.

[16] CROAKER P,SKVORTSOV A,KESSISSOGLOU N. A simple approach to estimate flow-induced noise from steady state CFD data [C]//Australian Acoustical Society Conference,2011.

[17] RINGWALL E. Aeroacoustic sound sources around the wheels of a passenger car[J]. Göteborg: Chalmers University of Technology,2017.

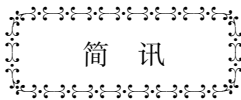
[18] TAO F,JOSEPH P,ZHANG X,et al. Investigation of the sound generation mechanisms for in-duct orifice plates [J]. Journal of the Acoustical Society of America,2017,142 (2) :561 – 572.

[19] POPE S B. Turbulent flows[M]. Cambridge:Cambridge University Press,2000.

[20] HINZE J O. Turbulence[M]. New York:McGraw-Hill,1975.

[21] SARKAR S,HUSSAINI M Y. Computation of the sound generated by isotropic turbulence[R]. ICASE Report No. 93 – 74,1993.

(姜雪梅 编辑)



罗罗公司开始为美国空军 B – 52 轰炸机测试 F130 发动机

据罗罗公司官网报道,公司于 2021 年 9 月签订 B – 52 飞机发动机更换合同,合同约定将用 600 多台新的 F130 发动机替换轰炸机机队现有的 TF33 发动机。每架 B – 52 飞机配置 4 个双发吊舱,即 8 台发动机。罗罗公司近日在美国密西西比州的 NASA 斯坦尼斯航天中心,首次测试两台 F130 发动机。本次发动机测试过程中重点研究侧风空气动力学流动特性并验证发动机数字控制系统的运行情况。

罗罗公司正在与美国空军和飞机制造商波音公司密切协调进行相关工作,以确保发动机测试和集成过程进展顺利。这些发动机最终将在罗罗公司位于印第安纳波利斯的美国最大的工厂进行生产。与原有发动机相比较,F130 发动机可获得更高的燃油效率、减少飞机补充燃料需求、显著降低 B – 52 机队的维护成本及有效解决 B – 52 飞行时发动机喷黑烟的问题。罗罗公司相信 B – 52 的新型发动机 F130 可以将轰炸机使用寿命延长 30 年,并保证其在此后使用期间零部件的供应。

(孙嘉忆摘译自 <https://www.rolls-royce.com>)