

# 内置挡板的通风管道的气动噪声特性仿真研究

方亦, 陈婕妍, 李百成, 赵永吉, 孙亚轩

(比亚迪汽车工业有限公司 基础科学研究院, 广东 深圳 518118)

**摘 要:**基于 Lighthill 声比拟法对基准通风管道内置挡板这一典型工况的气动噪声进行了参数化研究,探索了不同流速和不同挡板角度工况下远场噪声辐射的变化规律。结果表明,此类工况下气动噪声以低频成分为主。随着挡板角度和流速的增加,噪声水平增大,在大部分频段范围内其噪声频谱特性未发生明显改变,仅有幅值偏移;但在特殊频点处,某些工况下出现了明显峰值,且挡板角度越小该峰值越明显。为理清该噪声源产生机理,采用了联合仿真法,即将计算流体力学软件 STAR CCM+中得到的管道内壁和挡板壁面上的流体压力导出,在声学计算软件 Simcenter 3D 中将其转换为偶极子声源,仿真其在管道内部和远场的噪声传播过程。管道内部声场云图表明,噪声频谱中的峰值主要由风道中的帕克模式导致,其频点位置及大小与挡板角度和流速有关,此外还观察到了管道内的高阶模式。文中研究明确了内含挡板的有流管道的气动噪声特性和噪声源产生机理,为后续从源头上实施降噪方案提供了重要依据。

**关 键 词:**通风管道;气动噪声;Lighthill 声比拟;联合仿真法;帕克模式

**中图分类号:** O422.8

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1000-2758(2026)02-0371-09

通风管道在工业应用中常用于引导和控制空气及其他流体的流动,例如交通运输工具中的空调系统、工业厂房的通风系统等。通风管道有助于确保适当的空气流通、去除污染物,并维持最佳的环境条件。然而,通风管道及其集成组件所产生的气动噪声对其应用往往产生不利影响。

在研究通风管道的气动噪声问题时,行业内通常采用德国车企联合发布的基准风道作为研究对象。该风道模型主体结构为 90°弯管内置一挡板部件,Jäger 等<sup>[1]</sup>对该管道在 7.5 m/s 入口流速下的流场特性进行仿真研究,并通过粒子成像速度仪进行二维流场测试以验证仿真结果,选取了管道壁面几处压力脉动较为明显的监测点获取压力频响规律。在此基础上,有众多学者开展了该基准风道在上述流速工况下的气动噪声仿真研究<sup>[2-9]</sup>,例如 Caro 等<sup>[2]</sup>通过不同的声比拟方法获取了出风口外 1 m 半球面上的气动噪声水平。Kierkegaard 等<sup>[3]</sup>对比

了直接模拟法和混合法求解基准风道的远场噪声差异。Mikedis<sup>[4]</sup>对空调风道进行气动噪声仿真时,首先以基准管道的研究结果<sup>[1-2]</sup>作为参考,对自身的仿真设置进行了准确性验证。上述工作仅针对基准风道特定结构参数和某一特定流速工况进行仿真,大多数研究<sup>[7-9]</sup>旨在利用公开实验数据验证不同仿真方法或模型的准确性,研究不同仿真设置对气动声学结果的影响,此处不再一一赘述。

目前,对于不同流速和不同挡板角度等参数对气动噪声的影响研究不足,因此对于不同工况下噪声辐射水平、特性和噪声源贡献未能有系统性认知。对于获取的噪声辐射特征,例如单频峰值等,未建立其与风道结构和内置挡板尺寸之间的关联,因此未能对这一类声学频响特征产生的机理给出明确阐释。在此背景下,若需解决风道的气动噪声问题,尤其是开发从源头上杜绝噪声产生的降噪方案,还存在诸多困难。

基于上述背景,本文针对挡板的不同运作工况,开展了参数化数值仿真计算,获取各个工况条件下基准风道的时均流场结果和远场噪声值,观察不同挡板开合角度、风道流速带来的流场和声场差异,总

收稿日期:2025-06-18

作者简介:方亦(1992—),工程师

通信作者:孙亚轩(1978—),高级工程师

e-mail:sun.yaxuan@byd.com

总结了声学响应的规律。随后针对单频峰值等声学响应特性,通过管道声模态分析对其产生机理进行了研究和阐释,为后续从风道气动噪声源头进行噪声控制提供了有力依据。

# 1 研究方法

## 1.1 一般介绍

对于通风管道气动噪声的预测及分析,通常可采用计算气动声学 (computational aeroacoustics, CAA) 分析方法,包括直接计算法、声比拟法和联合仿真法。上述 3 种仿真方法的流程如图 1 所示。

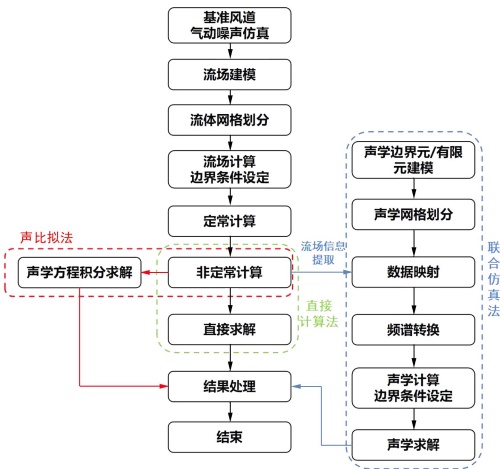


图 1 三类气动噪声仿真方法流程图

直接计算法通过直接求解瞬态纳维-斯托克斯 (Navier-Stokes, N-S) 方程,得到整个流场压力脉动的分布情况,进而求解声压,无需依靠特定的声学模型。该方法虽能准确捕捉声波的传播特征且计算精度高,但要求非常精细的网格和四阶或更高阶的离散格式。因此,直接计算法求解规模较大,对计算硬件资源要求很高,目前主要广泛应用于求解近场低频区域的噪声问题。

声比拟法采用计算流体力学 (computational fluid dynamics, CFD) 方法求解声源附近的流场,获取声源强度及其分布信息,然后引入声比拟模型求解声音的传播信息,获得远场接收点的声压。声比拟法忽略了声场和流场之间的相互作用,因此不适用于封闭空间的内场噪声,而适用于计算自由空间的声传播问题,如汽车、火车和飞机等运载工具的外部气动噪声问题。与直接计算法相比,该方法能够

采用较少数量的网格进行噪声分析,节约计算资源;计算过程简单,可在同一个软件独立完成。因此本文采用该方法研究不同参数对于气动噪声的影响。

为理清基准风道气动噪声的产生机理,还需获取风道内部的声场分布。声比拟法仅适用于远场噪声仿真,而无法获取风道内部声场,因此需采用联合仿真法进行研究。

联合仿真法通过耦合不同软件来求解气动噪声,首先采用 CFD 软件 (如 FLUENT、STAR CCM+ 等) 获得瞬态流场信息,将其数据导入声学计算软件 (如 ACTRAN、Simcenter 3D),选用合适的声学模型将瞬态流场信息转化为单极子、偶极子或者四极子声源,同时通过傅里叶变换将时域信息转化成频域信息,最后将频域信息作为有限元、边界元等模型的边界条件计算声场并得到相关的物理特性。联合仿真法只考虑流场对声场的影响,忽略声场对流场的逆向影响,因此 CFD 计算结果的精确程度直接决定了联合仿真算法的可靠性。此外,由于声场传播计算是在独立软件中进行的,利用该方法可以对噪声在内外场传播过程、声波反射/折射/吸收等过程进行仿真计算,因此可弥补上述声比拟方法的缺陷。利用该方法可获得管道内的声压分布,以便于研究噪声产生机理。

## 1.2 研究模型

本文选取文献[1]中的基准风道模型为研究对象,如图 2 所示。通风管道的截面尺寸为 80 mm×80 mm,壁厚 10 mm,拐角内径为 40 mm,挡板沿流向倾斜 30°,内置于距出风口 130 mm 处。

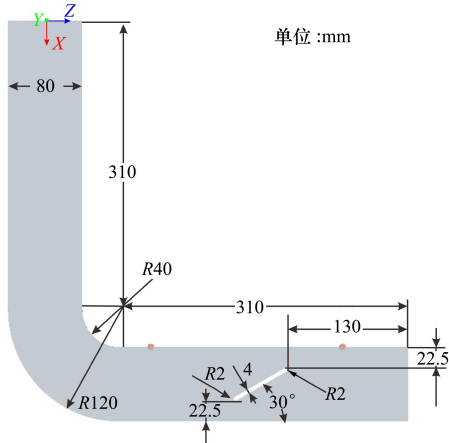


图 2 风道模型及尺寸

1.3 Lighthill 声比拟法

1.3.1 仿真设置

该仿真采用软件 STAR CCM+进行。图 3 显示了仿真计算域和边界条件。入口边界采用均匀来流速度入口。压力出口条件施加在距风道出口 1.3 m 的出口边界。在风道弯角上游设置一段 3.1 m 的延长管,其中入口端最上游的 0.1 m 设置为滑移壁面,避免边界层的发展对来流条件产生影响,其余管道壁面设置为非滑移壁面,3.0 m 的管道长度可确保目标风道内的流动处于充分发展状态。风道弯角下游的管道内壁及挡板壁面均设置为非滑移壁面。在声学计算时,为防止边界的反射声波进入计算域,速度入口处和远场计算域边界均设置为非反射边界条件。流体为不可压缩空气,密度为  $1.185\text{ kg/m}^3$ ,动力黏度为  $1.789\times 10^{-5}\text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。声学计算时,远场声速设置为  $347.2\text{ m/s}$ 。为监测远场噪声辐射特性,在距离出风口截面中心点 1.0 m 的半球球面上设置 289 个测点,呈  $17\times 17$  阵列式均匀分布。Lighthill 模型在计算受湍流波动和对流影响较大区域时噪声结果误差较大,因此出风口轴线延长线周边的 9 个测点被排除在外。图 3 中标注了在仿真过程中用于噪声监测的其余 280 个测点。

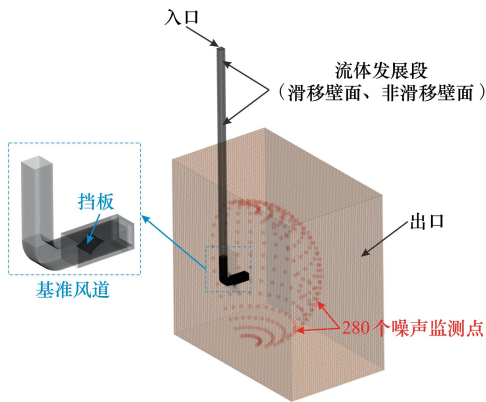


图 3 计算域及边界条件

本文计算模型采用切割体网格进行网格划分,网格表面最大尺寸为 32 mm,网格数 570 万左右。为捕捉挡板附近的流体细节,在挡板周围进行网格加密处理,尺寸为 1 mm。在风道出口喷流区域增加 4 层加密区域,网格尺寸依次为 2,4,8,16 mm,如图 4 所示。

计算过程中首先选用  $k-\omega$  湍流模型求解稳态流场,将稳态计算结果作为瞬态计算的初始值,缩短瞬

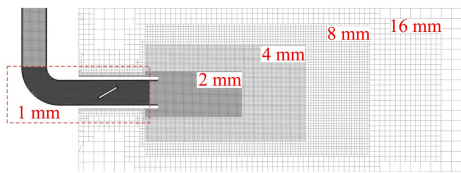


图 4 网格加密区域示意图

态流场计算时间;接着,选用分离涡湍流模型求解瞬态流场,待瞬态计算时间进行 0.55 s 后,流动达到相对稳定状态,再开启声学计算,获取基准风道出口外的远场噪声结果,声学模型选择 Lighthill 模型。整个瞬态计算的时间步长设置为  $4\times 10^{-5}\text{ s}$ ,计算总时长为 1.55 s,声学数据取最后 1 s 的计算结果。

1.3.2 准确性验证

为验证上述仿真程序中设置的准确性,采用了基准工况的实验结果<sup>[2]</sup>对管道出风口外声场进行校验。图 5 展示了上述仿真模拟中 280 个测点的声压级及实验获取的平均值。通过对比发现,上述模型对于远场噪声辐射的捕捉较为准确,尤其是获得了约 1 560 Hz 处的噪声峰值。由于声比拟方法仅采用一款软件即可而实现气动噪声的仿真计算,在后续进行风道的参数化研究时均采用该方法进行。

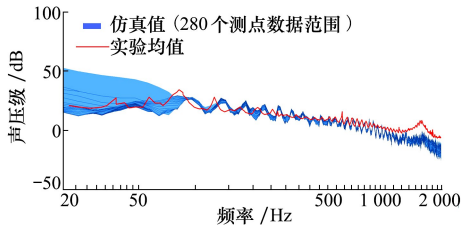


图 5 基于声比拟法的远场噪声辐射结果对比

1.4 联合仿真法

1.4.1 仿真设置

由于声比拟法无法计算风道内部声场、声波反射/折射等现象,在获取了风道气动噪声特性后,无法对其声学特征的产生机理进行分析,此时可采用联合仿真法弥补这一缺陷。

联合仿真法首先需进行 CFD 计算获取流场数据,流场仿真的网格尺度和设置与声比拟法基本一致,其时间步长的要求较低, $2\times 10^{-4}\text{ s}$  的时间步长即可保证 2 500 Hz 的声学计算频率。在获取了挡板及管道内壁表面的流体压力数据后,可创建声学计算所需的有限元网格及出风口外麦克风网格,如图 6 所示。计算声学传播时,一般来说其声学网格尺

寸推荐值小于最高计算频率对应波长的  $1/6$ 。此处  
在计算资源充足的情况下,设置的声学网格尺寸约  
为  $5.5\text{ mm}$ ,对应约为最小波长( $2\ 500\text{ Hz}$  对应波长)  
的  $1/25$ 。入口边界设置为完美吸声层,即阻抗实部  
设置为空气阻抗  $416.5\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,虚部为  
 $0\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。出口处设置有半球状网格,主要用  
于保证出风口噪声的全指向性传播,将其边界设置  
为自动匹配层。随后导入流场网格的压力数据,映  
射至上述声学网格管道的4个壁面及挡板壁面,并  
进行傅里叶变换。将壁面压力转换为偶极子声源,  
以模拟声波在管道内及出风口外远场环境的传播。  
计算频段设置为  $200\sim 2\ 500\text{ Hz}$ 。

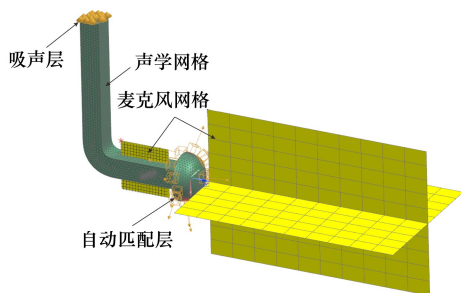


图6 声学仿真网格划分及设置

#### 1.4.2 准确性验证

图7展示了通过上述联合仿真设置所获得的声  
压级频谱与公开发表的实验测试结果<sup>[2]</sup>对比,整体  
吻合较好,验证了本文中所使用的联合仿真法的有  
效性和准确性。

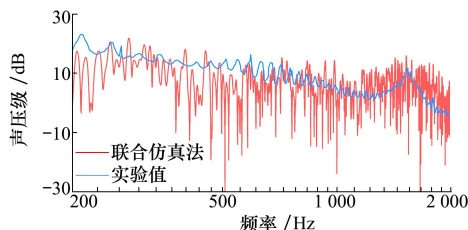


图7 基于联合仿真法的远场噪声辐射结果对比

## 2 流速和挡板角度对气动噪声的影响

### 2.1 工况介绍

图8显示了不同流速和挡板角度下的6种工  
况。流速分别选取  $3, 7.5, 12\text{ m/s}$  (以挡板角度  $30^\circ$   
为例);挡板角度分别选取  $10^\circ, 20^\circ$  和  $30^\circ$  (以流速为  
 $7.5\text{ m/s}$  为例)。

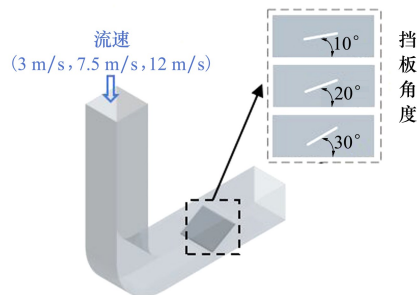


图8 工况示意图

### 2.2 流速影响

#### 2.2.1 流场

以挡板角度  $30^\circ$  为例,图9为在各流速条件下,  
风道内对称截面上时均速度投影的对比图。

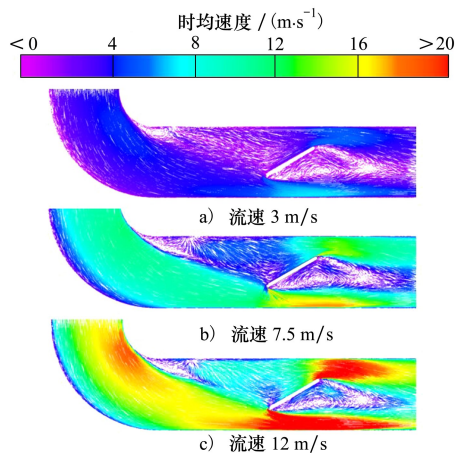


图9 不同流速下流场时均速度对比图

由图9可见,基准风道的拐角区域和挡板尾流  
区都发生了复杂的流动现象,主要表现为流动分离  
和旋涡形成。随着风道流速的增加,风道拐角附近  
产生了更强烈的逆压梯度,加剧了该处的气流分离;  
同时,增大流速会增加流体微团的旋转速度,这就导  
致挡板尾流区的旋涡强度增大。

#### 2.2.2 声场

图10为3种流速条件下,各噪声监测点的远场  
噪声频谱图。由图10可见,在整个频段内,各气流  
速度工况下的远场噪声在变化趋势上并无太大差  
异,这说明气流速度的变化基本不会改变远场噪声  
的分布特性;各频率的声压级会随着气流速度的提  
高而增大。此外,可观察到在约  $1\ 560\text{ Hz}$  处出现  
了一微弱的峰值,该噪声峰值是由矩形风道中最容  
易被激发的帕克模态  $\beta(0,0)$ <sup>[10-11]</sup> 导致的,该峰  
值位置与挡板的长度、风道截面的边长以及流速有  
关,后续

将进行验证。

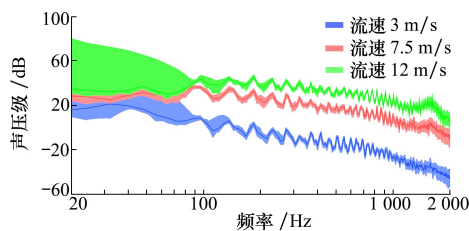


图 10 不同流速下的风道远场噪声频谱图

图 11 显示了 3 种不同流速工况下,图 3 中各噪声监测点总声压级的均值、最大值及最小值。随着风道流速的增大,基准风道远场噪声辐射明显升高,结合上述流场分析可知,流速增加导致风道内气流分离现象变得更剧烈,且挡板后旋涡强度增大,这是噪声增加的原因。此处低流速下监测点间最大和最小值的差异较大主要是由于低流速下射流区域的剪切层较厚,使得某些监测点受到流动影响。

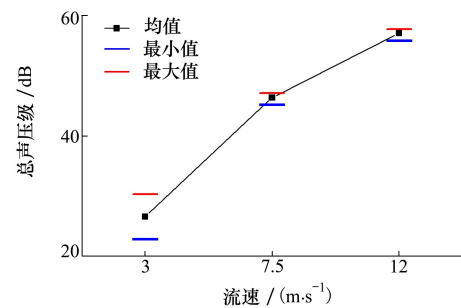


图 11 不同流速下风道远场噪声的总声压级

2.3 挡板角度影响

2.3.1 流场

以流速为 7.5 m/s 为例,图 12 为在不同挡板角度下,风道内对称截面上时均速度投影的对比图。

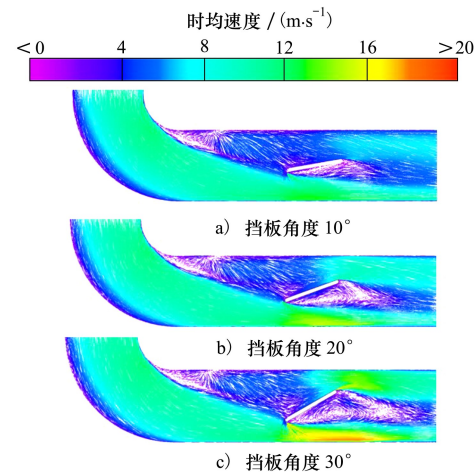


图 12 不同挡板角度下流场时均速度对比图

通过速度矢量图的对比可见,挡板角度的变化对上游拐角附近的涡流并无太大的影响。但对于挡板附近区域则有明显的影响,具体表现为挡板角度增加使得挡板与管壁之间的狭缝减小,狭缝间的气流速度增加,挡板尾流区前进和回流 2 股流体的作用更剧烈,在该处生成更大尺寸的旋涡。

2.3.2 声场

图 13 为挡板处于不同开合角度下各噪声监测点的噪声频谱图。从图 13 中可见,在整个频段内,各个挡板角度下的远场噪声在变化趋势上依然并无太大差异。但频率 1 560 Hz 处峰值会随着挡板开合角度的减小而愈发凸显,这是帕克模态  $\beta(0,0)$  导致的。该现象最先被发现于平板设置角度为 0° 工况下,详述见第 3 节。本文研究发现,当挡板所设置的角度增大时,帕克模态  $\beta(0,0)$  所处的频点几乎没有明显变化,只是相较于其他频段的噪声水平,其峰值不再凸显。

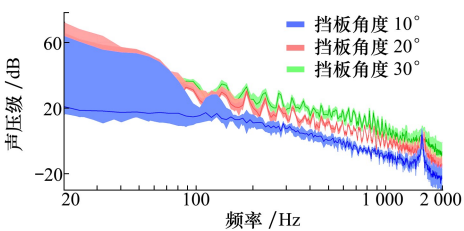


图 13 不同挡板角度下的风道远场噪声频谱图

由图 14 可见,基准风道的远场噪声辐射随着挡板角度的增大而增大,这是由于挡板角度越大,挡板尾流处旋涡尺寸越大,涡脱落越剧烈,导致更大的气动噪声。

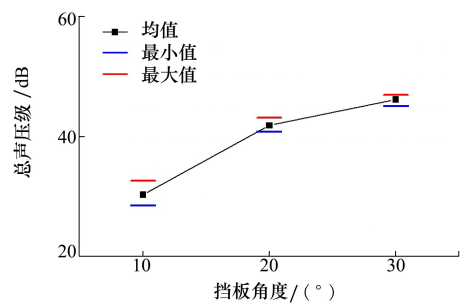


图 14 不同挡板角度下风道远场噪声的总声压级

3 管道声模态分析

3.1 帕克模态

通过图 13 中远场监测点的噪声频谱,可以观察

到其主要特征出现在约 1 560 Hz 附近,该位置出现了明显的噪声峰值。上述研究表明挡板角度越小,该峰值越凸显,即峰值在挡板顺流向设置时最为明显,且挡板角度并未对峰值对应频率产生明显影响。该现象主要是由于挡板在流动管道中引起了帕克模态<sup>[10-16]</sup>而产生的。

20 世纪 60 年代,Parker<sup>[10-11]</sup>在研究气流流过并联平板时发现了其引发的声模态,命名为帕克模态。如图 15 所示,将图 15a) 并联平板结构对应到所研究的风道上,管道的上下壁面作为硬壁时可等效为对称边界,则其中内置的挡板可当作并联平板结构中的平板之一。平板(即挡板)长度为  $l$ ,原始模型中的平板间距离  $d$  恰好与风道相对两侧壁面之间的距离相对应。

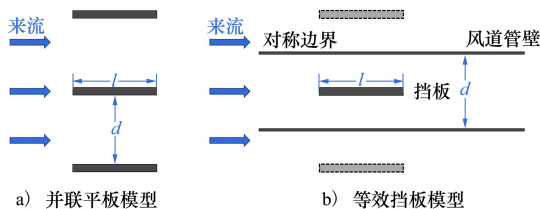


图 15 激发帕克模态产生的并联平板及等效风道挡板模型

作为参考,图 16 展示了典型的管道帕克模态  $\beta(0,0)$  的声压幅值和相位分布<sup>[12]</sup>,其中平板上下侧的相位差为  $\pi$  弧度。

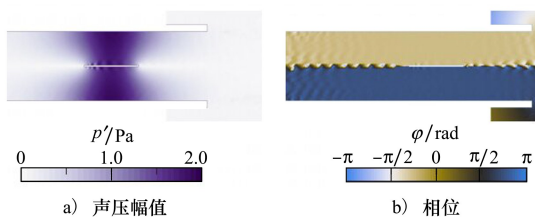


图 16 帕克模态产生的声压幅值和相位<sup>[12]</sup>

帕克模态发生频率可由图 17 所示的模式分布获取,纵坐标为无量纲频率  $f^* = \frac{fd}{c_0}$ ,其中  $c_0$  为声速。

横坐标为无量纲平板长度  $l^* = \frac{l}{d\sqrt{1-Ma^2}}$ ,其

中马赫数  $Ma$  为流速与声速的比值。根据图 17 中横、纵坐标的无量纲参数定义,将本文所研究的工况标注在图 17 中,观察到其确实吻合  $(0,0)$  阶  $\beta$  模态。此处需要说明的是,研究工况的入口边界设置

为 7.5 m/s,流经拐角后其流速分布有所改变,挡板实际面临的流场较为复杂。图 17 中横坐标所示的无量纲长度中,因流速远小于声速,且马赫数  $Ma$ (流速与声速之比)又经平方计算,因此流速对无量纲长度  $l^*$  影响较小,暂且近似取入口速度作为该处的流速。

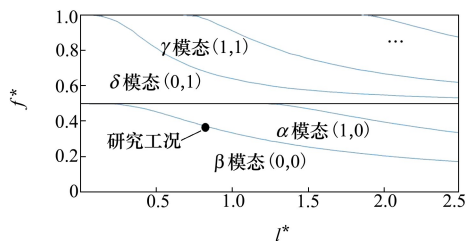


图 17 帕克模态分布图

在某些工况下,帕克模态  $\beta(0,0)$  产生的声压幅值可能超过其他频点 20 dB 以上<sup>[12]</sup>。因此,对于具有挡板一类平板结构的管道气动声学降噪,消除帕克模态至关重要。

为直观地观察降噪风道内由于挡板结构导致的帕克模态,从而验证图 13 中 1 560 Hz 附近噪声峰值产生的原因,采用前述联合仿真法获取管道内部的声场分布。图 18 展示了 1 560 Hz 频点处风道内部声压云图。即使在挡板方向并未完全顺气流布置时,依然可以观察到图 16 中所示的帕克模态云图。

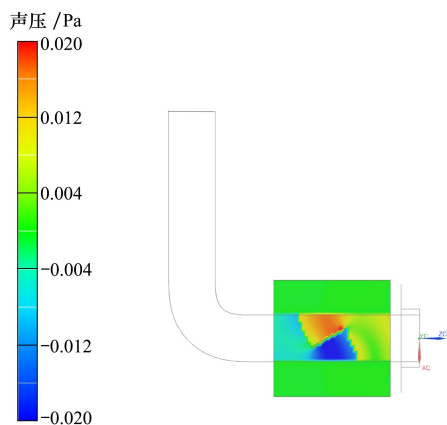


图 18 帕克模态  $\beta(0,0)$  激发频点 1 560 Hz 下内部声场云图

### 3.2 管道高阶模态

当声波在管道中传播时,除了平面波之外还存在高阶模态。其也可以通过联合仿真法一并进行监测。沿管道截面 2 个方向的模态阶数定义为  $m$  和

$n$ , 则平面波对应阶数  $m=0, n=0$ 。激发高阶模态沿管道传播的条件可归结为  $f>f_{m,n}$ , 其中  $f_{m,n}$  为  $(m, n)$  阶模态传播的截止频率。也就是说, 声波频率高于前述截止频率, 会使得满足条件的高阶模态沿管道传播。对于  $(m, n)$  阶模态, 其截止频率可由 (1) 式得到。

$$f_{m,n} = \frac{c_0}{2} \sqrt{\left(\frac{m}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n}{l_y}\right)^2} \tag{1}$$

式中,  $l_x$  和  $l_y$  为管道截面的 2 个边长, 本文中  $l_x=l_y=0.08\text{ m}$ 。如表 1 所示, 该管道的前几阶模态频率可以由 (1) 式 计算得出。在本文所研究的频带范围 200~2 500 Hz 内, 将出现一阶声模态。

表 1 风道高阶模态截止频率

| $m$ | 截止频率/Hz |         |         |
|-----|---------|---------|---------|
|     | $n=0$   | $n=1$   | $n=2$   |
| 0   |         | 2 125   | 4 250   |
| 1   | 2 125   | 3 005.2 | 4 751.6 |
| 2   | 4 250   | 4 751.6 | 6 010.4 |

作为参考, 图 19 展示了部分高阶模态的声场分布。

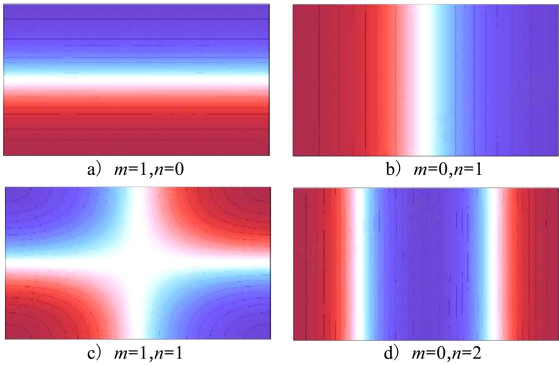


图 19 矩形截面管道高阶模态声场分布

类似地, 为直观地观察到风道内高阶模态, 选取可以激发一阶模态的频点 2 400 Hz (对于本文研究的管道尺寸, 大于约 2 125 Hz 即可激发一阶模态) 作为范例。图 20 展示了 2 400 Hz 频点处的风道内部声场云图。

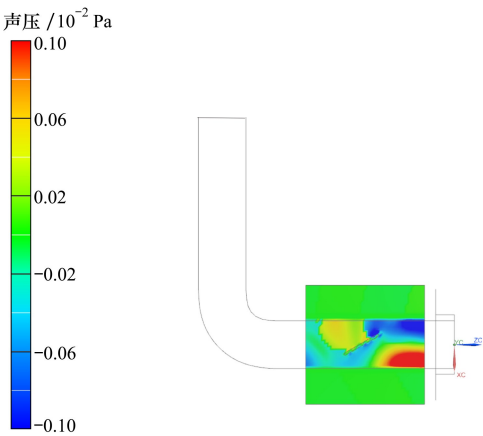


图 20 2 400 Hz 下风道 (管道一阶模态产生) 内部声场云图

4 结 论

本文以通风管道的气动噪声研究为目标, 搭建了仿真平台, 采用声比拟法和联合仿真法对内置挡板的基准通风管道气动噪声辐射进行了仿真研究, 对其影响因素进行了参数化研究, 并深入分析了诸如单频峰值的声学频响特征的产生机理, 主要结论有:

1) 本文采用 Lighthill 声比拟法对基准风道的气动噪声进行仿真, 其结果与实验数据吻合较好, 证明声比拟方法可准确预测管道一类的远场气动噪声特性;

2) 利用声比拟方法, 本文针对管道流速和挡板角度 2 种变量, 进行了参数化研究。结果表明: 风道气动噪声主要为低频噪声; 流速增加不仅使得声压级水平在整个研究频段同步升高, 而且在特殊频点 1 560 Hz 下出现了一单频峰值, 且当沿流向减小挡板布置角度时, 该单频峰值逐步凸显;

3) 为理清基准风道噪声频谱中单频峰值的产生机理, 采用了联合仿真法以获取风道内部声场分布。将壁面流体脉动压力转化为偶极子声源以计算气动噪声在风道内及远场的噪声传播特性。仿真结果与实验结果吻合较好, 证明研究工况下, 偶极子源是最主要的气动噪声源;

4) 利用联合仿真法, 获取了风道内部挡板周围的声场分布, 发现在单频峰值频点 1 560 Hz 处, 管道内部挡板的上下两侧出现了幅值相同、相位相反的声场分布云图, 其表现形式和频点位置均符合帕克  $\beta(0,0)$  阶模态的特性, 由此确定该单频峰值的产

生源于此类管道模态。此外,在大于平面波的截止频率范围内,还监测到了高阶声模态;

5) 研究成果表明在研究管道气动噪声一类问题时,声比拟法和联合仿真法均适用。当管道内存

在挡板一类的限流或方向调节装置时,可能诱发不同类型管道声模态,从而引起噪声水平的增加。可通过消除声模态产生的必要条件,即挡板两侧的硬壁边界,来实现降噪效果。

## 参考文献:

- [1] JÄGER A, DECKER F, HARTMANN M, et al. Numerical and experimental investigations of the noise generated by a flap in a simplified HVAC duct[C]//14th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Reston, 2008.
- [2] CARO S, DETANDT Y, MANERA J, et al. Validation of a new hybrid CAA strategy and application to the noise generated by a flap in a simplified HVAC duct[C]//15th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Reston, 2009.
- [3] KIERKEGAARD A, WEST A, CARO S. HVAC noise simulations using direct and hybrid methods[C]//22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Reston, 2016.
- [4] MIKEDIS K. Prediction of aerodynamically induced noise in automotive HVAC systems[D]. Athens: National Technical University of Athens, 2023.
- [5] CARTON DE WIART C, GEUZAIN P, DETANDT Y, et al. Validation of a Hybrid CAA Method: Noise Generated by a Flap in a Simplified HVAC duct[C]//16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Reston, 2010.
- [6] 卿宏军, 刘杰. 汽车空调风道气动噪声仿真方法研究[J]. 汽车工程, 2018, 40(11): 1370-1375.  
QING Hongjun, LIU Jie. An Investigation into simulation method of aerodynamic noise in vehicle HVAC ducts[J]. Automotive Engineering, 2018, 40(11): 1370-1375. (in Chinese)
- [7] MEIRA L S, SOUZA F J. Numerical investigation of the flow-induced noise in a turbulent flow inside an HVAC duct[M]//MEIER H F, DE Oliveier A, JUNIOR A A M, et al. Advances in turbulence. Cham: Springer, 2020: 57-69.
- [8] GARCKE J, IZA-TERAN R, GSCHIEDLE C, et al. Analysis of turbulent flow data based on a spectral basis representation[C]//2019 NAFEMS World Congress, Hamilton, 2019.
- [9] 许飞, 贺尔铭. 飞机环控管道阀门气动噪声产生机理及其影响因素分析[J]. 西北工业大学学报, 2017, 35(4): 608-614.  
XU Fei, HE Erming. Simulation of flow-induced noise generation on orifice plates in an aircraft climate control system[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2017, 35(4): 608-614. (in Chinese)
- [10] PARKER R. Resonance effects in wake shedding from parallel plates: some experimental observations[J]. Journal of Sound and Vibration, 1966, 4(1): 62-72.
- [11] PARKER R. Resonance effects in wake shedding from parallel plates: calculation of resonant frequencies[J]. Journal of Sound and Vibration, 1967, 5(2): 330-343.
- [12] TAUTZ M. Aeroacoustic noise prediction of automotive HVAC systems[D]. Erlangen: FAU University, 2019.
- [13] AISSAOUI A, TUPAKE R S, BIJWE V, et al. Flow-induced noise optimization of suv hvac system using a lattice boltzmann method[J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2015, 8(3): 1053-1062.
- [14] GEIHE B, WELLNER J, ASHCROFT G. Numerical simulation of acoustic resonance in a duct containing a flat plate[J]. Fluids, 2022, 7: 1-14.
- [15] ZHAO Fengtong, CUI Bo, WU Fei, et al. Investigation on characterization of typical characteristics in compressor based on flat plate model[J]. Applied Sciences, 2022, 12: 1-21.
- [16] TAN B T, THOMPSON M C, HOURIGAN K. Sources of acoustic resonance generated by flow around a long rectangular plate in a duct[J]. Journal of Fluids and Structures, 2003, 18(6): 729-740.

Simulation study on aerodynamic noise characteristics in ventilation ducts with internal baffles

FANG Yi, CHEN Jieyan, LI Baicheng, ZHAO Yongji, SUN Yaxuan

(Fundamental Science Research Institute, BYD Auto Industry Co., Ltd., Shenzhen 518118, China)

**Abstract:** In this study, a parametric study on aerodynamic noise of a ventilation duct with an internal baffle is conducted based on Lighthill’s acoustic analogy method. The variation regularities of far-field noise radiation under different flow velocities and baffle angles are explored. The results show that the aerodynamic noise is mainly dominated by low-frequency components under the working conditions. As the baffle angle and flow velocity increase, the overall noise level rises accordingly, while the noise spectral characteristics remain basically unchanged in most frequency ranges with only amplitude variations. Nevertheless, prominent noise peaks appear at specific frequency points under certain conditions, and such peaks become more pronounced with the decrease of baffle angle. To reveal the noise generation mechanism, a hybrid numerical method is adopted. Specifically, the wall pressure data on the duct inner wall and baffle surfaces are extracted from the computational fluid dynamics(CFD) software STAR-CCM+, which are then converted into dipole sound sources in Simcenter 3D to simulate the noise propagation inside and outside the duct. Internal acoustic field analysis demonstrates that the spectral peaks are mainly induced by Parker modes in the duct, and their frequency locations and amplitudes are closely related to baffle angle and flow velocity. Moreover, higher-order acoustic modes are also observed within the duct. This study clarifies the aerodynamic noise characteristics and generation mechanism of ducts with internal baffles under flow conditions, which provides an important basis for the subsequent noise reduction design.

**Keywords:** ventilation duct; aerodynamic noise; Lighthill’s acoustic analogy; hybrid simulation method; Parker mode

**引用格式:**方亦, 陈婕妍, 李百成, 等. 内置挡板的通风管道的气动噪声特性仿真研究[J]. 西北工业大学学报, 2026, 44(2): 371-379.

FANG Yi, CHEN Jieyan, LI Baicheng, et al. Simulation study on aerodynamic noise characteristics in ventilation ducts with internal baffles[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2026, 44(2): 371-379. (in Chinese)