

文章编号: 1671-6612 (2025) 04-526-11

三通管路气动噪声不同影响因素探究

汤同安 卢彩苗 刘春元 杜恒之

(上海应用技术大学城市建设与安全工程学院 上海 201418)

【摘要】 研究通过 Fluent 与 Actran 联合仿真, 分析了空调系统风管三通管路在不同入口流速、风管形状、支管流量比及气流进出口形式下的气动噪声特性。结果表明: 入口流速 4m/s 至 8m/s 时, 干管和支管噪声增幅不同; 圆形风管降噪效果最好, 矩形最差; 支管流量比小于 50% 时, 对支管噪声影响较小; 分流三通组合 1 和合流三通组合 4 在噪声控制上更优。研究为空调系统三通管路的降噪设计提供了理论支持和实践指导, 有助于改善建筑声学环境、提升空调性能和降低噪声污染。

【关键词】 三通管路; 气动噪声; 数值模拟; 声压级

中图分类号 TU81 文献标志码 A

Study on Different Influencing Factors of Pneumatic Noise in Tee Pipeline

Tang Tongan Lu Caimiao Liu Chunyuan Du Hengzhi

(College of Urban Construction and Safety Engineering, Shanghai Institute of Technology, Shanghai, 201418)

【Abstract】 This study analyzed the aerodynamic noise characteristics of the three-way pipe in the air conditioning system under different inlet flow velocities, pipe shapes, branch flow ratios, and air inlet and outlet forms through the joint simulation of Fluent and Actran. The results show that when the inlet flow velocity is between 4 m/s and 8 m/s, the noise increase of the main pipe and the branch pipe is different; the circular pipe has the best noise reduction effect, while the rectangular one is the worst; when the branch flow ratio is less than 50%, it has a relatively small impact on the noise of the branch pipe; the combination 1 of the divergent three-way and the combination 4 of the convergent three-way are superior in noise control. This research provides theoretical support and practical guidance for the noise reduction design of the three-way pipe in the air conditioning system, which is helpful to improve the acoustic environment of buildings, enhance the performance of air conditioning, and reduce noise pollution.

【Keywords】 Tee pipeline; Aerodynamic noise; Numerical simulation; SPL

0 引言

随着各行各业的发展, 人们对空调的需求越来越高。随之而来的就是空调系统所引发的噪声问题逐渐凸显。若缺乏合理的设计方案或未采取高效的噪声控制措施, 系统运行时往往会有噪声出现, 进而对建筑物内部的声学环境造成不良影响。当风管系统里的气流流经三通局部构件时, 流场会出现剧烈变化, 进而在管道内产生压力脉动与速度脉动,

最终形成气动噪声。

鉴于三通风管在空调风系统里数量众多, 所以对其流场和声场进行研究极为必要。董耀诚^[1]实验表明, 《ASHRAE Handbook》计算的三通风管气动噪声与实测值更接近。数值模拟发现, 圆形支管三通的气动噪声比矩形小, 支管过渡倾角和流量分配比对噪声有显著影响。王珂^[2]通过数值仿真发现, 分流三通的气动噪声主要由壁面速度脉冲和压

作者简介: 汤同安 (2000-), 男, 硕士研究生, E-mail: 2411247144@qq.com

通讯作者: 刘春元 (1976-), 女, 副教授, E-mail: chunyuanyuanliu@sit.edu.cn

收稿日期: 2025-03-11

力脉动引起, 主管入口流速影响最大, 其次是支管结构和流量比。刘雅琳^[3,4]发现, 分流三通的气动声源主要是支管处的湍流偶极子声源。赵明明^[5]采用混合仿真方法发现, 合流三通的噪声源集中在干管下游, 流速和压力分布密切相关, 入口夹角越小, 偶极子声源越强, 支管入口流速对噪声影响最大, 截面形状和宽高比次之, 支管间距和放置形式影响最小。Chi Zhang^[6]提出在管内增加导流片可降低辐射噪声, 阻力损失降低 17%, 10~1000Hz 频率范围内噪声显著降低。拓淳天^[7]用数值模拟法研究不同工况下 T 型三通管, 发现支管气流随进口流速增大而更加紊乱, 气动噪声集中于 2~200Hz 低频段, 且总声压级随管径比减小而增大, 管径比越小, 集中频率越往后移。在研究三通水管振动与气动噪声特性差异时, 发现气动噪声峰值频率受管路声学模态左右, 流速上升则气动噪声增大^[8]; 振动噪声峰值受管路耦合模态影响, 且管壁厚度增加会使峰值频率发生改变。在对带乘员舱的顶棚三通风管进行数值仿真模拟, 发现风管内加导流片后, 其附近涡流强度与监测点 200~450Hz 频率范围压力脉动显著降低, 总声压级降 4.8dB(A)^[9]。万里翔^[10]以汽车空调三通风道为研究对象, 计算优化结构后出风口的噪声, 与原模型相比, 优化后风管出风口风量比例由 20.75%提升到 25.25%, 出风口的噪声最大下降 5.15dB。

本研究以空调系统风管三通管路为对象, 用数值模拟其流场与声场特性, 经 Fluent 与 Actran 联合仿真, 导入相关数据计算气动噪声声学响应, 对比模拟结果与已有实验及理论计算以验证方法可行性, 探讨流场与声场特性确定气动声源, 从不同入口流速、不同风管形状、支管与干管流量比、不同气流进出口形式等 4 个方面探究其在不同影响因素下流场和声场特性变化。

1 计算原理

1.1 流场计算

在空气中的扩散过程应遵守不可压粘性流体的控制方程, 包括质量守恒方程、动量守恒方程、能量守恒方程和组分质量守恒方程。其通式如式 (1) 所示。

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho u\phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) + S \quad (1)$$

式中: ρ 为流体密度, kg/m^3 ; ϕ 为通用变量;

t 为时间, s ; div 为散度; u 为速度矢量; Γ 为广义扩散系数; grad 表示梯度; S 为广义源项。在连续性方程、动量守恒方程、能量守恒方程和组分运输方程中, ϕ 、 Γ 和 S 定义如表 1 所示。

表 1 控制方程中各符号的具体形式

Table 1 The specific forms of each symbol in the governing equation

方程	ϕ	Γ	S
连续性方程	1	0	0
动量守恒方程	u_i	μ	$\frac{\partial P}{\partial x_i} + S_i$
能量守恒方程	T	k/c	S_r

1.2 声场计算

用 FW-H 声类比方程^[5], 可解决运动固体边界问题, 同时也适用于静止固体边界条件。

$$\begin{aligned} \rho'(x, t) = & \frac{1}{4\pi c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_{v(t)} \left[\frac{T_{ij}}{R|1 - Ma_r|} \right]_{r=r_e} d\xi \\ & - \frac{1}{4\pi c_0^2} \frac{\partial}{\partial x_i} \int_{s(t)} \left[\frac{f_i}{R|1 - M_r|} \right]_{r=r_e} dS(\xi) \\ & - \frac{\partial}{\partial t} \int \left[\frac{\rho_0 v_n'}{R|1 - M_r|} \right]_{r=r_e} dS(\xi) \end{aligned} \quad (2)$$

式中: ρ' 为流场密度的脉动; $v(t)$ 为物体之外的空间体积; R 为距观察点 x 与源项 ξ 的距离; Ma_r 为马赫数投影在观察点的方向; f_i 为固体壁面对流场单位面积的作用力; M_r 为物体运动方向投影在观察点的方向; ρ_0 为流体未受扰动时的密度; v_n' 为物体运动速度和外法线矢量的点积。

2 三通管模型设置

2.1 三通管物理模型

此研究选暖通空调工程空调系统通风管路的 T 型三通管路为对象。风系统末端常用管径有 250mm×250mm、250mm×160mm、250mm×120mm。本次模拟三通风管主管径 250mm×250mm, 支管径 250mm×160mm。主管与干管长 1000mm, 支管长 1500mm, 建模如图 1 所示。三通管内流体介质设置为空气, 其中密度 ρ 为 1.225kg/m³; 动力粘度 μ 为 1.7894×10⁻⁵Pa·s; 声速 c_0 为 340m/s。

2.2 三通管声学模型

在声学计算时，往往要在研究对象外部构建包裹模型，方便有限元求解。本研究以三通管中心点为圆心，构建了包裹三通管的声学有限元椭圆模型，长轴半径是 18000mm，短轴半径为 300mm，具体模型可参照图 2。

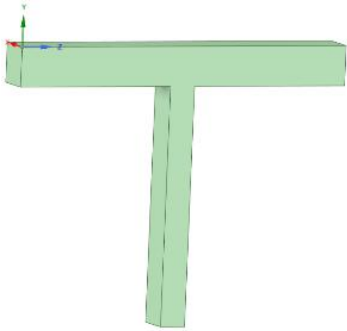


图 1 三通风管物理模型

Fig.1 Physical model of three-duct



图 2 三通管声学模型

Fig.2 Acoustic model of tee pipe

2.3 边界条件及求解器设置

边界条件与求解器设置对数值模拟至关重要。网格划分后，需设定条件让计算机识别求解方程，求解器设置影响精度和准确性。按数值仿真流程，先进行 CFD 计算，再进行声学计算。

(1) 稳态计算

表 2 数值模拟相关条件设置

Table 2 Setting of relevant conditions for numerical simulation

三通类型	入口边界	出口边界	壁面边界
分流三通	压力出口	速度入口	平面无滑移
合流三通	速度入口	压力出口	平面无滑移

湍流模型选取 Realizable k-ε 模型，近壁面函数选择强化壁面函数（Enhanced Wall Treatment）。绝对粗糙度 $1.5 \times 10^{-5} \text{m}$ ，在求解器设置中，稳态场

的初始计算时，一阶差分的压力和动量离散格式可以提高计算速度，而二阶差分的压力和动量离散格式计算速度相对较慢，但精度会相应提高，本文的具体求解器设置如表 3 所示。

表 3 稳态流场求解设置

Table 3 Steady-state flow field solution settings

项目	设置
压力速度耦合	SIMPLEC
通量类型	Rhie-Chow: distance based
梯度	Least Squares Cell Based
压力离散格式	Second order
动量离散格式	Second order upwind
湍流动量	First Order Upwind
湍流耗散率	First Order Upwind

按上述要求求解，稳态模拟收敛后，开始瞬态的模拟。判断稳态收敛的依据是残差曲线和质量流速精致，图 3 中残差曲线迭代 500 步后趋于平缓，图 4 所示的进出口质量流率净值小于 0.1%。

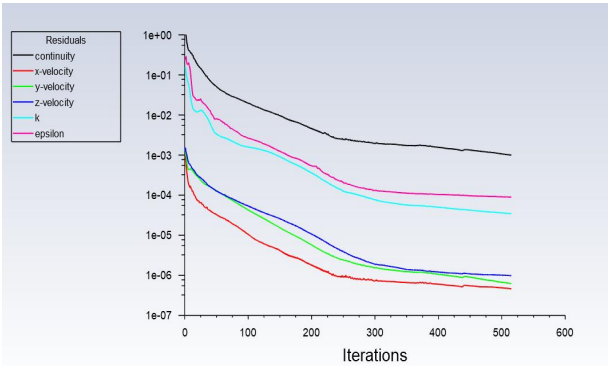


图 3 稳态计算残差曲线

Fig.3 Residual curve of steady-state calculation



图 4 质量流率

Fig.4 Mass flow rate

(2) 瞬态计算

湍流模型采用大涡模拟 (LES) [11] 和 Smagorinsky-Lilly 子网格模型, 瞬态计算求解器的设置如表 4 所示。

在计算瞬态时, 时间步长根据式 (3) 来计算。

$$f = 1 / 2T \tag{3}$$

式中: f 为计算最大频率, Hz; T 为时间步长, m/s。

表 4 瞬态流场求解设置

Table 4 Transient flow field solution settings	
项目	设置
压力速度耦合	PISO
通量类型	Rhie-Chow: distance based
梯度	Least Squares Cell Based
压力离散格式	PRESTO!
动量离散格式	Bounded Central Differencing
湍流动量	First Order Upwind
湍流耗散率	First Order Upwind

根据式 (3) 可知, 时间步长需要根据要求解的频率范围进行设定, 因三通风管气动噪声主要集中在低频段, 本文模拟的最大频率取 2000Hz, 此时计算出来的时间步长取 2×10^{-4} s。计算残差曲线如图 5 所示, 曲线在一定范围内振荡, 所以可判定计算收敛。

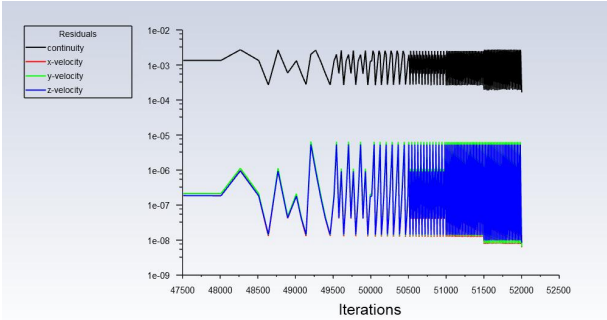


图 5 瞬态计算残差曲线

Fig.5 Residual curve of transient calculation

(3) 输出 EnSight Case Gold 文件

气体完整的流过合流三通的时间约为 0.56s, 因此瞬态计算不少于 2240 步、待计算收敛后, 开始输出压力脉动 EnSight Case Gold 文件, 该文件主要是流场计算的速度、压力和密度的单一数值, 共计输出 2500 个文件, 每一个 EnSight Case Gold 文件代表了此时刻的流场瞬态物理信息。

(4) 声学响应计算

本文通过声学有限元 (FEM) [12] 模块在 Actran 中求解声场。将流场的速度、压力和密度数据导入 Actran, 定义声学网格属性, 划分声学有限域和无限域, 采用莱特希尔声源模型。流场信息经傅里叶变换转为频域边界条件, 再通过 FH-W 方程计算声学响应, 最终得到三通管的声源分布和监测点的声压级频谱。

2.4 工况设置

2.4.1 不同入口流速

在 CFD 模拟不同气体流速流经三通管时, 各工况流向支管的流量均占总流量 32%, 各管段对应的管段流速如表 5 所示, 各管段的气流速度符合依据手册 [12] 规范设计要求。

表 5 各管段流速

Table 5 The flow velocity of each pipe segment		
主管入口流速	干管出口流速	支管出口流速
/(m/s)	/(m/s)	/(m/s)
4	2.72	2
6	4.08	3
8	5.44	4

2.4.2 不同风管形状

本研究在常见风基础上, 探究不同形状风管的流场、声场。在保证不同形状风管流速与迎风面积相等的情况下, 算出矩形、圆形、椭圆形风管尺寸, 具体如表 6 所示。

表 6 三通模型规格

Table 6 Specification of the tee model			
部位	主管	干管	支管
矩形风管	250mm×250mm	250mm×250mm	250mm×160mm
圆形风管	282mm	282mm	181mm
椭圆风管	243mm×210mm	243mm×210mm	220mm×232mm

为研究不同形状风管对管内流场特性的影响, 模拟气体流经不同形状三通管时, 三通风管的入口流速均为 8m/s, 各工况流向支管的流量均占总流量 32%, 主管入口流速为 8m/s, 干管出口流速为 5.44m/s, 支管出口流速为 4m/s。

2.4.3 支管与干管流量比

在分流三通中, 流体从主管入口流入, 分流至

干、支管。因流量分配影响流速，流量比不同则流场、声场不同。本研究流量比据文献对分流比与合流三通局部阻力系数影响研究，将阻力变化研究扩至气动噪声变化，研究支管与干管流量比 0.3、0.5、0.7、1.0。在不同管段流速下，研究支管占干管流量比对流场影响，具体如表 7 所示。

表 7 不同流量分配比下各管段流速大小

Table 7 The flow velocity of each pipe segment under different flow distribution ratios

流量分配比	主管入口流速/(m/s)	干管出口流速/(m/s)	支管出口流速/(m/s)	支管与主管流量分配比
0.3	8	5.71	3.57	0.29
0.5	8	5.00	4.69	0.38
0.7	8	4.45	5.56	0.44
1.0	8	4.00	6.25	0.50

2.4.4 不同气流进出口形式

在实际的空调管路设计中存在分流三通和合流三通，气流有不同的进出口组合形式，具体如图 6 所示，且本次研究的三通均运用等截面积模型，三通风管采用 160mm×160mm 规格模型，主管与干管管长 1000mm，支管管长 1500mm。入口流速为 8m/s，组合 1 支管流量占主管流量、组合 2 主管流量占支管流量、组合 3 支管流量占干管流量、组合 4 主管流量占支管流量都为 32%，由此得到不同组合下各管段流速如表 8 所示。

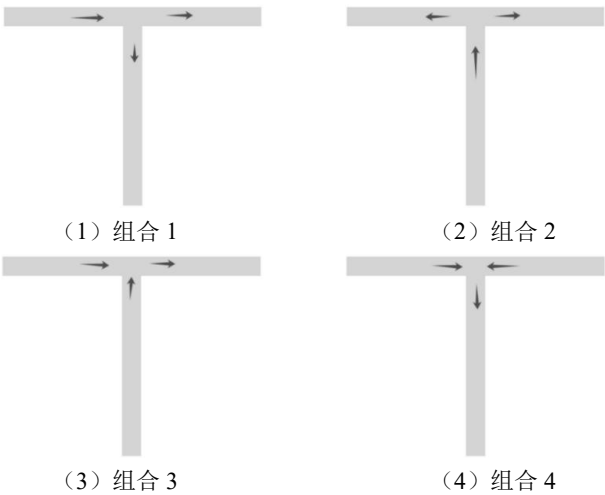


图 6 不同气流进出口形式示意图
Fig.6 Schematic diagram of different air inlet and outlet forms

表 8 不同组合管段流速

Table 8 Velocity of different combination pipe segments

工况	主管速度	支管速度	干管速度
组合 1	8.00	2.56	5.44
组合 2	2.56	8.00	5.44
组合 3	5.44	8.00	2.56
组合 4	5.44	2.56	8.00

3 可靠性验证

3.1 气动噪声方法合理验证^[13]

由图 7 实验气动噪声频谱图与图 8 模拟图对照知，实验噪声 1000–1500Hz 缓升，与模拟值 1500–2200Hz 对应，模拟值更平缓。2500–4000Hz 二者约 40dB 浮动，实验值 3200–4000Hz 微升。差异因实验有风机、结构振动等客观因素，模拟为理想状态仅算气体湍流气动噪声。虽有差异但总体趋势一致且递减，数值浮动范围相同，表明消声器噪声集中在 2–2500Hz，可见 Fluent+Actran 混合模拟气动噪声方法合理。

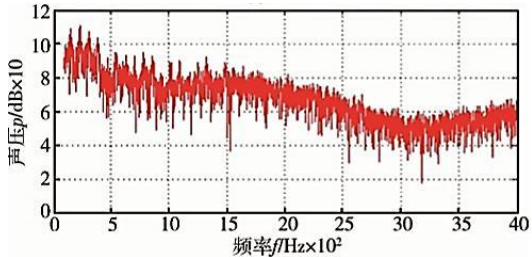


图 7 已有学者消声器实验声压级频谱图^[14]

Fig.7 Spectrum of experimental noise^[14]

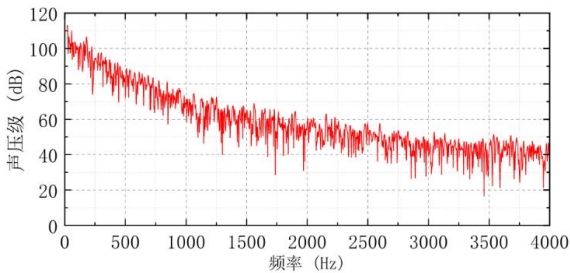


图 8 本研究消声器模拟声压级频谱图

Fig.8 Sound pressure level spectrum of silencer

3.2 网格无关性验证

网格划分的精度会影响到模拟的计算结构，所以在划分网格时还需要对网格进行无关性验证，确保划分的网格不影响数值计算的结构。此次选取几种不同单元尺寸的网格数目进行对比验证，模拟计算后的具体参数如表 9 所示。

表 9 流体网格无关性验证

Table 9 Verification of fluid grid independence

	单元尺寸 /mm	网格数	总声压级 /dB	偏差 /dB
网格 1	40	774601	101.87	—
网格 2	25	254193	98.43	1.04
网格 3	20	448488	97.55	0.88
网格 4	15	975239	97.51	0.02

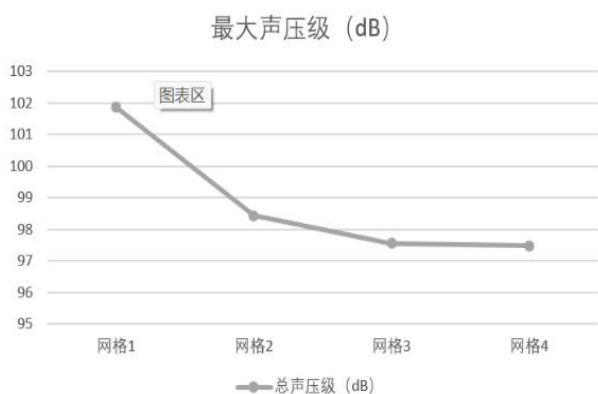


图 9 不同网格气动噪声最大声压级

Fig.9 Maximum Sound Pressure Level of Aerodynamic Noise for Different Grids

将上述表格总声压级绘制成图更直观, 由表 9 和图 9 可知, 当网格总数增大到 448488 后, 后面无论网格数目如何变化, 气动噪声总声压级变化不大, 偏差很小, 基本一致, 所以当网格数大于或等于 448488 时, 适合用于模拟计算, 因此本文采用网格 3 进行网格划分。

4 模拟结果与分析

4.1 不同入口流速

4.1.1 流场模拟分析

取 $X=0.125$ 所在的 ZY 平面作为监测面, 观测该平面处气体的流场情况, 具体如图 10 所示。气体沿水平主管流入, 主管入口段气流稳定。因分流, 导致支管附近入口段出现速度分层, 气流进入干管出口段, 流速降低。随着入口流速从 4m/s 上升到 8m/s, 干管出口中心最大流速约 3m/s、4.7m/s、5m/s。干管壁面受粘滞力影响流速减小。气流流入支管出口段, 流速降低, 较干管出口更紊乱。支管左右壁面气流速度分层明显, 在右壁面形成加速区冲击壁面, 左侧气流减少, 压差导致右侧气体向左回流。入口段流速增加, 支管左右壁面速度梯度变大, 分层混乱, 气体流动不均性上升。

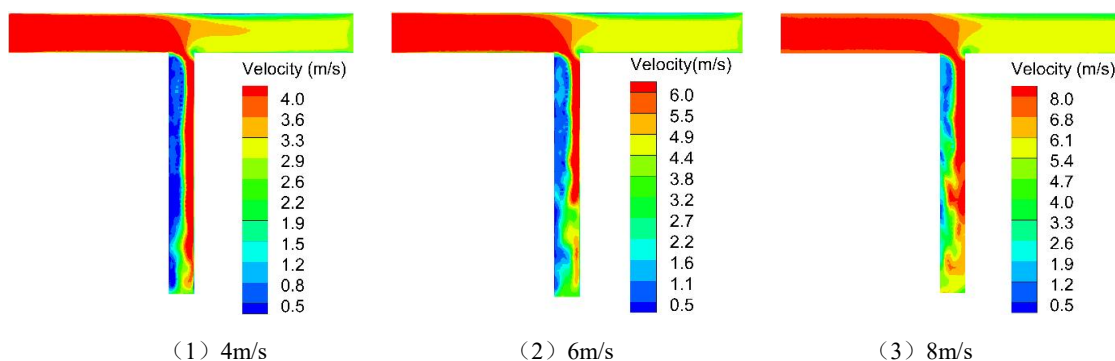


图 10 不同入口流速三通管路气体流速分布云图

Fig.10 Gas velocity distribution cloud diagram of tee pipe with different inlet velocity

4.1.2 声场模拟分析

由图 11 和图 12 可知, 分流三通入口流速越大, 三通风管气动噪声越大。入口流速为 4m/s、6m/s、8m/s 时, 分别在三通管距干管和支管出口 100m 布置监测点。干管监测点气动噪声最大声压级依次为 42.62dB、51.91dB、52.13dB, 支管监测点分别为 76.13dB、88.05dB、97.44dB。入口流速从 4m/s 到 6m/s 再到 8m/s, 干管监测点最大声压级分别增加

17.93%、0.4%, 支管监测点分别增加 13.54%、9.6%, 干管和支管监测点最大声压级最大增幅为 18.24%、21.87%。结合流场分析, 气动噪声声场受管内气流影响显著。干管气流稳定, 其气动噪声数值相近; 支管气流紊乱, 致使干管气动噪声远小于支管。入口流速越大, 支管气流越紊乱, 气动噪声越大。综上, 气流紊乱引发的速度分层与速度梯度, 是气动噪声变化原因之一。

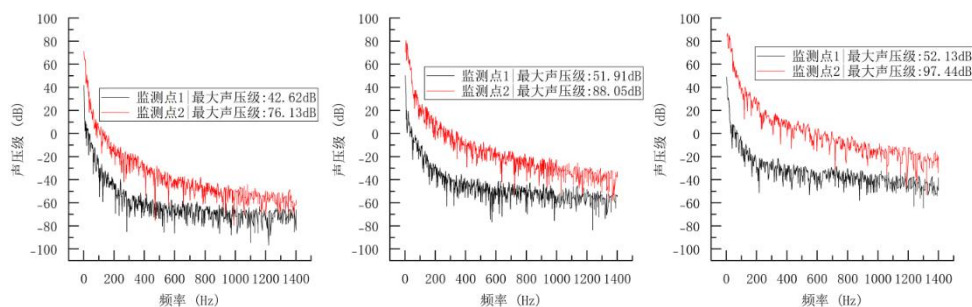
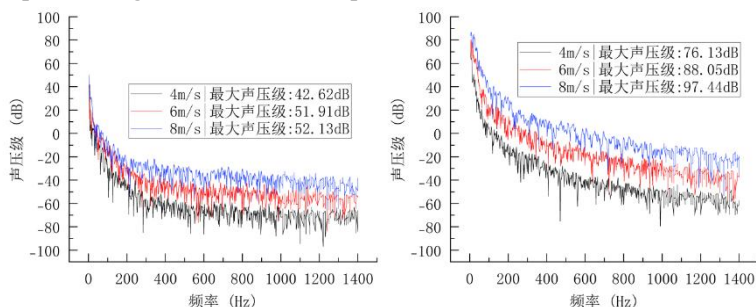


图 11 不同入口流速三通风管出口监测声压频谱图

Fig.11 Spectral diagram of outlet sound pressure of TEE duct with different inlet velocity



(1) 监测点 1

(2) 监测点 2

图 12 不同监测点声压频谱图

Fig.12 Spectrum of sound pressure at different monitoring points

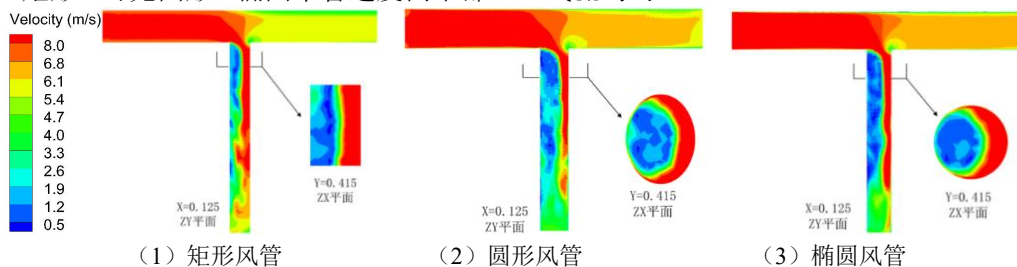
4.2 不同风管形状

4.2.1 流场模拟分析

当 $X=0.125$ 、 $Y=0.415$ 时，以 ZY 和 ZX 平面为监测面观流场，具体不同截面三通管路气流速度分布云图如图 13 所示。气体沿水平主管进入各个三通后，主管入口气流稳，矩形风管速度梯度 $>$ 椭圆 $>$ 圆形。受干管分流，干管、支管出口流量减小，流速降低。气入干管后，干管速度梯度与分层为椭圆 $>$ 圆形 $>$ 矩形。可见圆形、椭圆干管速度向中部

靠拢，减少壁面脉冲，矩形最大，椭圆次之，圆形最小。

三通管路中，支管是流场变主因，气体进入不同形状风管的气流分布不同，会与壁面发生脉冲，且都集中流向右壁面，左壁面速度小且分布不均，产生速度分层。同样，从 ZX 平面看，气体刚入支管时，矩形支管速度分层 $>$ 椭圆 $>$ 圆形。到支管下游，情况较缓和，圆形、椭圆支管比矩形更平缓且气流均匀。



(1) 矩形风管

(2) 圆形风管

(3) 椭圆风管

图 13 不同截面形状三通气流速度分布云图

Fig.13 Three-way airflow velocity distribution cloud map with different section shapes

4.2.2 声场模拟分析

在距干管及支管出口 100mm 中心设监测点 1、2 监测声压级，具体结果如图 14（不同形状风管出口声压频谱图）与图 15（不同监测点声压频谱图）所示。不同截面风管会对三通气动噪声带来影响，

从气流稳定与气动噪声降噪来看，圆形风管最佳，椭圆次之，矩形最差。如矩形、圆形、椭圆三通干管监测最大声压级分别为 52.13dB、48.92dB、50.37dB，支管监测最大声压级分别为 97.44dB、90.33dB、93.56dB。矩形与圆形风管相比，选圆形

风管, 支管监测气动噪声最大声压级可降低 7.11dB, 干管可降低 3.21dB。结合流场模拟可知, 干管中, 圆、椭圆干管流速向中间聚拢, 减小壁面速度脉冲, 椭圆因速度分层多, 总声压级大于圆干

管, 速度分层影响噪声; 监测点 1 处于干管气动噪声差异不大。支管上, 矩形支管总声压级分别比椭圆、圆形支管大 3.88dB、7.11dB, 风管形状严重影响三通支管噪声。

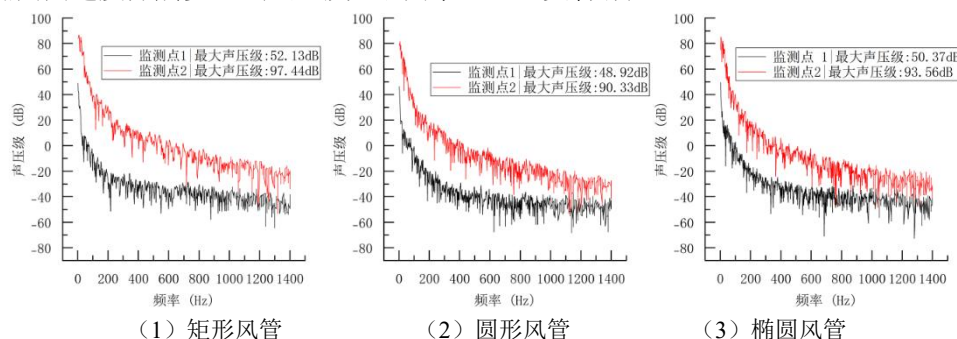


图 14 不同形状风管出口声压频谱图

Fig.14 Spectrum diagram of sound pressure at the outlet of air ducts of different shapes

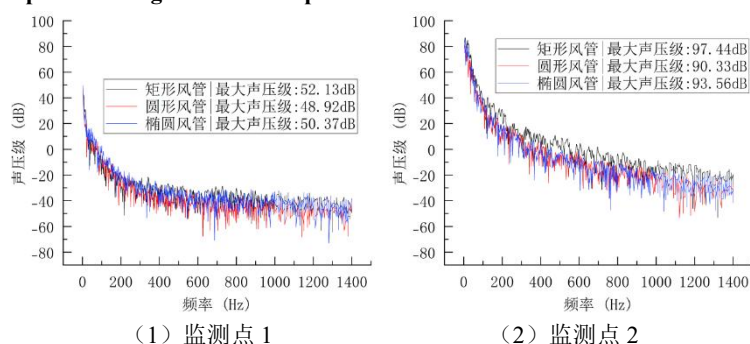


图 15 不同监测点声压频谱图

Fig.15 Spectrum of sound pressure at different monitoring points

4.3 支管与干管流量比

4.3.1 流场模拟分析

当 X 取值为 0.125 时, 把 ZY 平面设定为监测

面, 对该平面处气体的流场状况进行观测。经过 CFD 计算之后, 得到了不同支管和干管流量比的三通管路气流速度分布云图, 具体如图 16 所示。

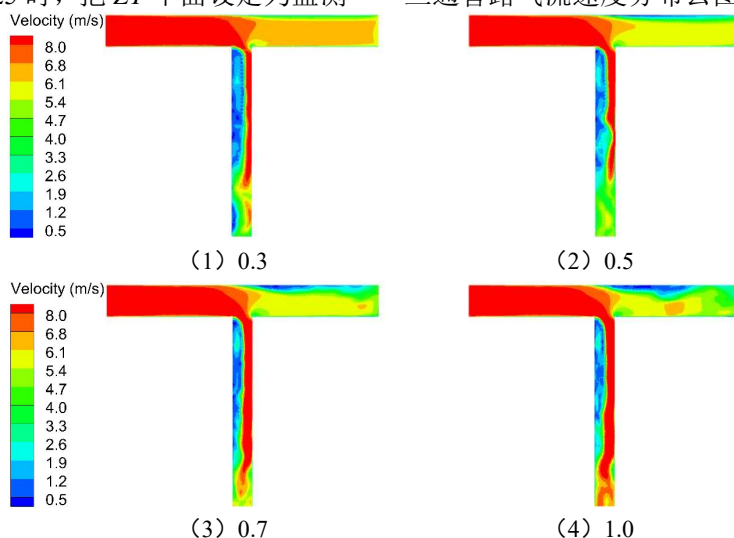


图 16 不同支管和干管流量比气流速度分布云图

Fig.16 Air velocity distribution cloud map of different branch and main pipe flow ratios

由图 16 可知, 气入干管段, 流量减小, 截面不变, 流速降低。随着流量比增加, 气流开始向四周扩散, 且开始出现分层, 最终出现回流区。当支干流量比 1.0 时, 干管上游、中游速度分层更明显, 最高速区域减半, 回流区占截面几乎一半, 下游气流缓慢。可见流量比越高, 干管流速减小、气流越不稳定, 流量比升则流入干管流量增大、流速变大。气入支管后, 多以 8m/s 靠右流, 流量比越高, 速度沿管分布越长, 接触壁面越多, 脉冲越多, 支管左侧回流区占比小、加速区占比大, 整体流速分布紊乱。

4.3.2 声场模拟分析

在距干管、支管出口 100mm 设监测点 1、2 观气动噪声, 如图 17 所示。在同截面积下, 三通风管气动噪声受流量比影响, 支管监测最大声压级最大。支干流量比 0.3、0.5、0.7、1.0 时, 矩形三

通干管监测最大声压级分别为 55.81dB、62.52dB、79.16dB、85.69dB, 支管监测最大声压级分别为 94.88dB、92.92dB、94.71dB、94.97dB, 支干监测最大声压级差分别为 39.07dB、30.4dB、15.55dB、9.38dB。流量比越大, 支干最大声压级越大, 气动噪声越大。

流量比 0.3 和 0.5 时, 管内气流稳定, 流量比为 0.5 时干管气动噪声大, 前者的扩散程度比后者大, 与壁面接触脉冲不同, 且前者脉冲多, 噪声大。当流量比为 0.7 和 1.0 时, 干管气流紊乱, 出现速度分层, 且流量比为 1.0 时比 0.7 时大, 所以流量比为 1.0 气动噪声更大。气入支管后, 流量比提高, 靠右壁面加速区冲击壁面脉冲越大, 左壁面气流紊乱, 涡流占支管面积随分流比提高变小。脉冲、速度分层和梯度形成的气动噪声相互持平, 支干流量比 0.3 及以上时, 分流比对支管气动噪声影响不大。

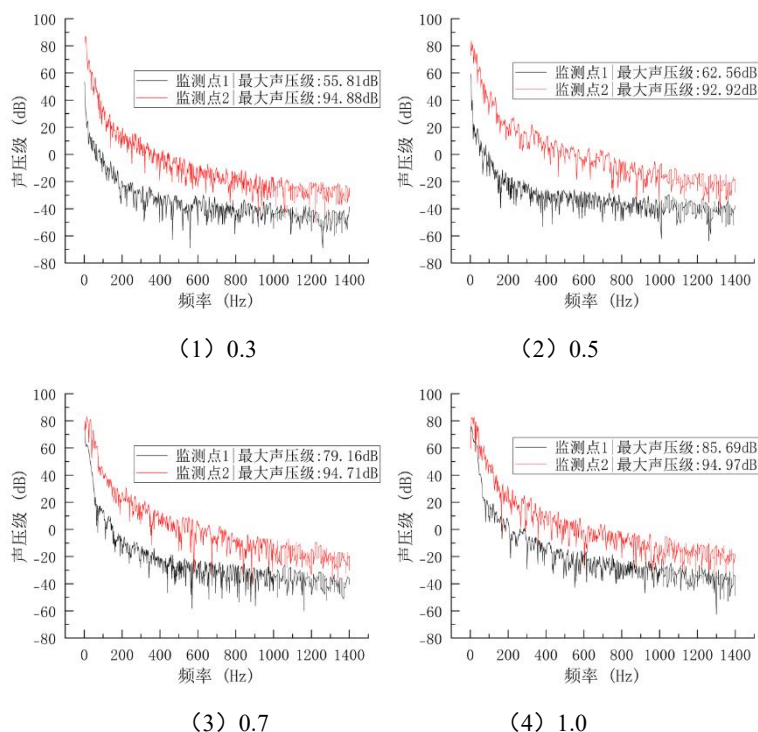


图 17 不同支管和干管流量比三通管声压频谱图

Fig.17 Sound pressure spectrum of tees with different branch and trunk shunt ratios

4.3 不同气流进出口形式

4.3.1 流场模拟分析

由图 18 可知, 分流三通入口管段无差, 差异在分流后气流分布, 组合 2 较组合 1 气流更乱。组合 1, 干管有分层与梯度, 最高速区多冲下壁面有脉冲, 最大速 6.8m/s, 边界至最高速流域梯度

3.3~6.8m/s。支管加速区与右壁面接触小、脉冲少, 左侧流速小, 最小为 5m/s, 虽有回流区但气流较稳。组合 2, 主管与干管气流均不稳, 同流速下比组合 1 更甚。组合 2 主管加速区主冲上壁面, 占截面积极小, 与上壁面接触少, 管内流速分布乱, 分层与梯度大, 主管最大速 8m/s, 多区域流速

0.5~2.6m/s, 分布混乱。

合流三通时, 入口管段气流分布相近且均匀, 差别在出口管段。组合 3 出口为干管, 靠下壁面有

低气流区, 速度分层至出口; 组合 4 出口为支管, 上游靠右壁面有更小低气流区, 上游气流分布更乱, 虽有速度分层但下游出口处分层减少, 流速趋同。

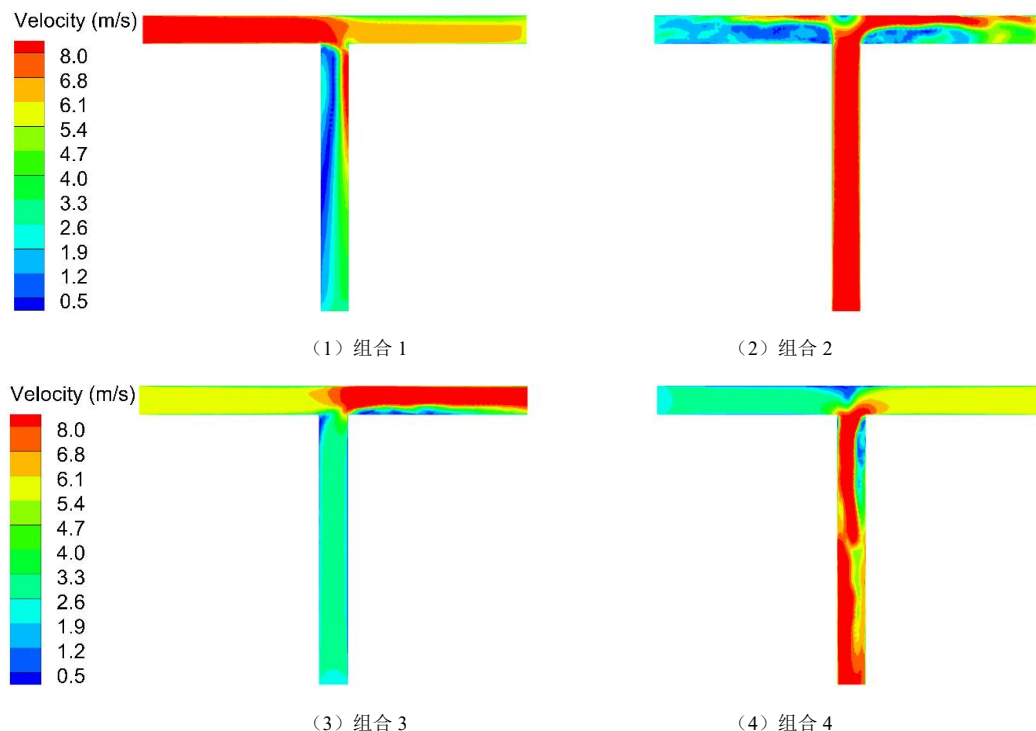


图 18 不同气流组合三通风管气流速度分布云图

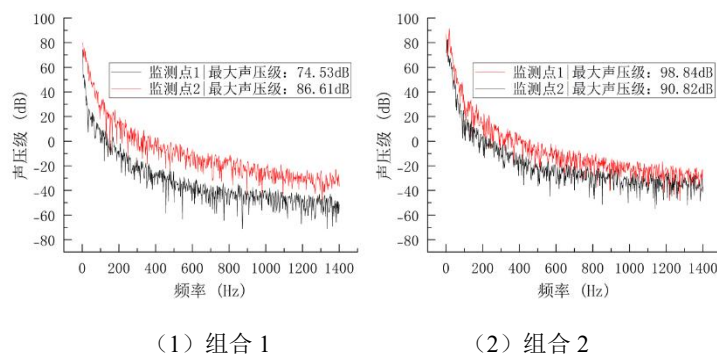
Fig.18 Air velocity distribution cloud picture of three-duct with different air combinations

4.3.2 声场模拟分析

由图 19 出口处声压级频谱图知, 分流三通且流量、截面积相同时, 组合 2 出口气动噪声大于组合 1。组合 1 干管出口噪声最大声压级 74.53dB, 组合 2 为 90.82dB; 组合 1 支管出口噪声最大声压级 86.61dB, 组合 2 主管出口为 98.84dB。因组合 2 分流管气流更紊乱, 产生扰动与涡流, 导致气动噪声更大。

合流三通时, 组合 3 出口气动噪声最大声压级

(88.81dB) 大于组合 4 (84.24dB)。主因更乱且涡量更大, 以及组合 3 合流管段比组合 4 涡量更大且有气流扰动。可见, 气之紊乱、扰动与脉冲皆可生气动噪声。无论是分流三通还是合流三通, 其气动噪声主要分布于低频范围。其中, 分流三通与合流三通的噪声集中频率处于 2~400Hz 区间。在分流三通工况下, 相较于低流速管段, 高流速管段因流速增大, 致使噪声的集中频率向高频方向偏移。



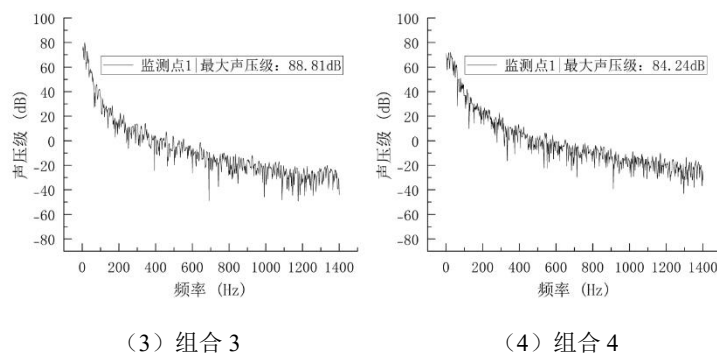


图 19 不同气流组合三通风管出口声压级频谱图

Fig.19 Spectrum diagram of sound pressure level at the outlet of three-duct with different air flow

5 结论

本研究从入口流速、风管形状、支管与干管流量比、气流进出口形式 4 个角度探讨其对三通风管气动噪声影响。

(1) 入口流速 4m/s 至 8m/s 时, 干管监测点气动噪声最大声压级增幅 17.93%与 0.4%, 支管为 13.54%与 9.6%, 最大增幅分别 18.24%与 21.87%。

(2) 风管形状方面, 圆形风管气流稳定与降噪效果相对较好, 椭圆次之, 矩形最差, 矩形与圆形相比, 支管与干管监测点气动噪声最大声压级分别降低 7.11dB 与 3.21dB。

(3) 流量比影响显著, 支管流量比越大, 支管流速大于干管小, 支管分流小于 50%时, 流量比变化对支管气动噪声影响不大(约 94dB), 对干管影响大, 流量比 0.5 变 0.7 时干管噪声变化 16.6dB, 流量比 0.3 至 1.0 时, 支管与干管监测点气动噪声差值渐小, 流量比 1.0 时差值最小(9.28dB)。

(4) 气流稳定与低噪声设计上, 分流三通组合 1 优于组合 2(相同流量下分流出管监测最大声压级降 16.29dB 与 12.23dB), 合流三通组合 4 优于组合 3(合流出口监测最大声压级降 4.57dB)。

参考文献:

- [1] 董耀诚.空调风管道系统气动噪声计算方法的对比与研究[D].西安:西安建筑科技大学,2018.
- [2] 王珂.通风空调风管三通气动噪声数值模拟及降噪方案[D].西安:西安建筑科技大学,2020.
- [3] 刘雅琳,王珂,赵蕾.分流三通气动噪声偶极子声源特性的数值分析[J].化工学报,2020,71(S1):194-203.
- [4] Lin Y L, Ke W, Lei Z. Study on transmission characteristics and factors influencing T-elbow aerodynamic noise in ventilation and air-conditioning pipelines[J]. Indoor and Built Environment, 2022,31(8): 2168-2182.
- [5] 赵明明.通风空调合流三通管路气动噪声分析及结构优化方法[D].西安:西安建筑科技大学,2021.
- [6] Chi Zhang, Angui Li. Radiation noise control of a 90° rectangular elbow in ventilation and airconditioning systems[J]. Journal of Building Engineering, 2021,37: 102-157.
- [7] 拓淳天.T 型三通流动噪声及流固耦合作用下的振动噪声模拟研究[D].济南:山东大学,2022.
- [8] 李宁,陈林,林鸿洲.T 型三通水管路噪声特性数值研究[J].应用声学,2022,41(2):250-256.
- [9] 黄毅,王伟江,秦望.汽车后空调顶棚风管内气动噪声数值仿真分析及优化[J].振动与冲击,2023,42(1):326-333.
- [10] 万里翔,闵海娇,刘晓昂,等.汽车空调流体管路的气动噪声分析与优化[J].机械设计与制造,2024,(7):269-272.
- [11] 邓富春,王尊策,刘海水,等.基于 LES 湍流模型的角形喷嘴数值模拟[J].煤矿机械,2024,45(7):203-206.
- [12] 陆耀庆,章奎生.实用供热空调设计手册(2 版)[M].北京:中国建筑工业出版社,2008:1361-1374.
- [13] 杨林家,方舒杨.基于 FLUENT 的弯曲方管网格无关性验证[J].北部湾大学学报,2023,38(2):63-69.
- [14] 杨杰,覃国周,刘万里.存在气流时消声器传声损失的数值计算[J].车辆与动力技术,2015,(1):42-46.