

文章编号: 1671-6612 (2019) 06-613-04

不同湍流模型下的汽车空调风道仿真分析

黎 帅¹ 林银辉¹ 江风雨²

(1. 广州汽车集团股份有限公司汽车工程研究院 广州 511434;

2. 江淮大众汽车有限公司 合肥 230022)

【摘 要】 汽车空调风道结构影响着风道中气流的流动阻力、气动噪声和出风指向性。在车型开发的早期准确地计算风道中的流体运动可以在缩短开发周期和减少开发成本的基础上,提高乘员舱的舒适性。为了减少 CFD 仿真的误差,当前的研究探讨四种湍流模型对风道压损和流量分配的影响,并与四种模型的计算均值对比。结果表明,四种湍流模型的压损仿真值差异在 32Pa 以内,v2f 湍流模型在压损和流量分配的计算上与四种湍流模型计算的均值最为接近。

【关键词】 汽车空调; 风道; CFD 仿真; 湍流模型

中图分类号 U461 文献标识码 A

Simulation Investigation of Automobile Air Conditioning Ducts under Different Turbulence Models

Li Shuai¹ Lin Yinhui¹ Jiang Fengyu²

(1.GAC Automotive Research & Development Center, Guangzhou, 511434;

2.JAC Volkswagen Automotive Co., Ltd, Hefei, 230022)

【Abstract】 The flow resistance, aerodynamic noise and air directionality in the air duct was influenced by duct geometry structure. Accurately calculating fluid flow states in the air duct can improve the thermal comfort of the passenger compartment on the basis of shortening the development cycle and reducing development costs. In order to reduce the error of CFD simulation, the current study selected four turbulence models and explored the difference on pressure loss and flow distribution of air duct. Compared with the average value of four models, results showed that the v2f turbulence model was closest to the mean value of the four turbulence models in the calculation of pressure loss and flow distribution, which showed a good superiority.

【Keywords】 automotive air conditioning; air duct; CFD simulation; turbulence model

0 引言

空调系统可以改善乘员舱内的空气状态,具有调节温度、湿度和通风净化等作用,直接关系到乘员舱的舒适性。送风风道是汽车空调系统中重要的部件之一,其设计水平直接影响车内气流流动阻力、气动噪声和出风指向性。准确地分析计算空调风道流动阻力和风量分配,对评价风道设计的合理性和提高乘员的舒适性非常重要。随着 CFD (Computational Fluid Dynamics) 计算流体力学的发展和成熟,在车型开发的早期,对空调风道中气

流的流动进行仿真分析,可尽早地暴露设计存在的缺陷和不足,继而针对性地提出改进措施以缩短开发周期,减少开发成本。

当前使用 CFD 方法对空调系统中的风道进行的研究较多。文献[1-4]对汽车空调吹面风道进行了 CFD 仿真计算,分析了空调吹面风道的气流流动状况,并基于这些流动特征对空调风道设计的进行了评估与改进,并针对性地采取措施,提高了汽车空调整体的使用性能。文献[5, 6]对除霜风道进行了数值模拟,研究了结构型式、进风口温度和风量、

除霜格栅角度多个因素对前挡风玻璃除霜性能影响。文献[7-11]分别采用了 CFD 的方法对客车、地铁、地铁站、列车和矿山车辆乘员舱的空调系统进行了数值模拟和改进研究。一些研究对空调系统的风道进行了优化研究，文献[12]在改进空调风道系统时，通过实验设计方法选取 40 个样本点，建立了三阶响应面模型，然后利用遗传算法对该响应面模型进行优化设计。以上研究均采用 CFD 的方法对空调风道进行了深入的研究，仅有个别文献与试验值进行了对比以比较误差大小。由于几何模型的简化处理、网格尺寸和湍流模型的选择，仿真难免存在计算误差。

文献[13]比较了低雷诺数下不同湍流模型和差分格式对典型流场数值模拟预测的影响。文献[14-17]采用不同湍流模型研究了库区水温、燃气轮机进气系统、圆柱面凹坑传热、狭缝湍流冲击射流的计算精度进行了研究，结果表明 RNG $k-\epsilon$ 、标准 $k-\epsilon$ 、 $v2f$ 、Realizable $k-\epsilon$ 对于相应的研究对象均体现出了一定的优越性，即不同的研究对象适用的湍流模型不同。文献[18]认为 SST $k-w$ 湍流模型与其他湍流模型相比具有突出的优点。本文采用 CFD 仿真的方法，使用 4 种湍流模型分析了对汽车空调吹面风道压损和流量分配的影响。

在第一部分介绍汽车风道的几何模型，第二部分阐述仿真边界条件的设置，选择网格划分策略和湍流模型。第三部分对 CFD 仿真结果进行比较，第四部分对结论进行说明。

1 汽车空调风道几何模型

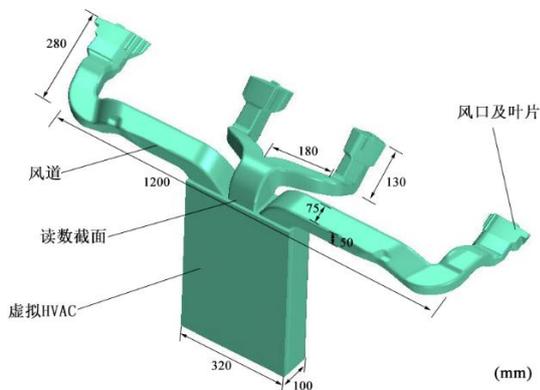


图1 吹面风道结构示意图
Fig.1 Schematic diagram of face duct

汽车空调的风道由 HVAC (Heating Ventilating Air Conditioning) 单元 (包含鼓风机总成、暖风芯体、蒸发芯体、混风门等部件)，风道，流量风门，左右调节叶片和上下调节叶片组成。空调吹面风道的几何结构如图 1 所示，选取某已上市紧凑型轿车设计初期的风道作为研究对象，虚拟的 HVAC 单元长宽高分别为 320mm×100mm×500mm，保证风道入口处的湍流充分发展。风道起着引导流体流动的作用，将 HVAC 中的流体分配到四个风口，风道截面宽和高约为 75mm×50mm，长度如图 1 所示。叶片的作用是调节风道出口处流体的流动方向，采用厚度为 3mm 的多叶片，叶片朝向为设计状态位置，如图 2 所示。扩散腔的作用使得风道出口的静压为 0，并使整个计算域出口的总压尽量小，扩散腔的尺寸为 4000mm×2800mm×2000mm (见图 3)，使用 interface 传递风道与扩散腔两个域中的数据。读取风道压损数据时取风道入口处横截面流量平均的总压值。风道三维坐标系的原点、方向同整车坐标系一致，如图 3 所示。

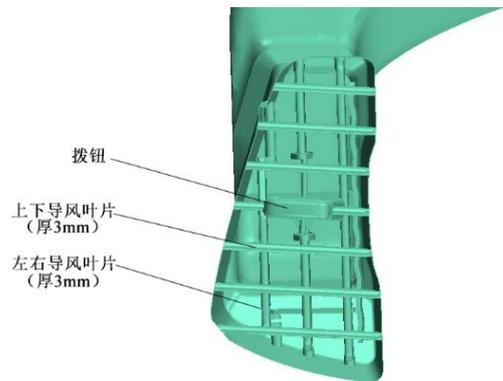


图2 中左出风口及叶片结构示意图
Fig.2 Schematic diagram of blade in middle left outlet

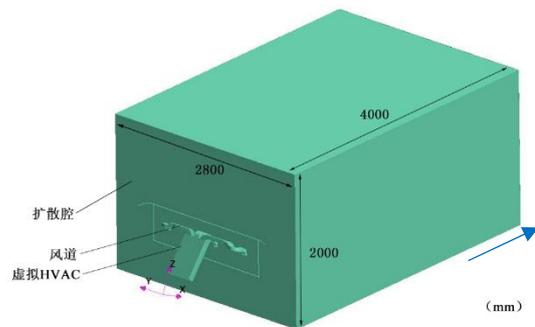


图3 扩散腔的结构示意图
Fig.3 Schematic diagram of diffusion chamber

2 仿真设置

2.1 边界条件和流体参数

风道中的流体选择为 25℃ 时不可压缩的干空气, 密度、动力粘度分别为 1.185kg/m^3 , $1.835 \times 10^{-5}\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。质量流量取值为 0.128kg/s (见图 1, 可换算为体积流量 $390\text{m}^3/\text{h}$), 忽略空气物性参数随温度和压力的变化。压力和速度场耦合算法为 SIMPLE, 动量、湍动能、湍流耗散率和能量空间离散算法为二阶迎风格式。所有壁面均为无滑移壁面, 扩散腔出口为压力出口, 出口压力为 0 (见图 3)。

2.2 湍流模型和网格划分策略的选择

对于三维稳态的不可压缩流体, 连续性方程、动量方程和能量方程可以用以下形式来表示。

质量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程:

$$\frac{du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = f_x - \frac{\partial p}{\rho \partial x} \quad (2)$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = f_y - \frac{\partial p}{\rho \partial y} \quad (3)$$

$$\frac{dw}{dt} = \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = f_z - \frac{\partial p}{\rho \partial z} \quad (4)$$

能量守恒方程:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S_T \end{aligned} \quad (5)$$

式中, ρ 为流体密度; u 、 v 、 w 为速度在 X、Y、Z 方向上分量; f_x 、 f_y 、 f_z 为单位质量流体分别沿 X、Y、Z 方向的受力。 c_p 是流体比热容; T 是温度; k 为流体传热系数; S_T 为粘性耗散项^[19]。

合适的湍流模型对于准确地预测流体的流动至关重要, 由于仿真软件 Star ccm+ 没有 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型, 因此选取了 Realizable $k-\varepsilon$ 、Standard $k-\varepsilon$ 、SST $k-w$ 和 v2f 四种模型来仿真风道中稳态和时间平均的流动特点。考虑到不同的湍流模型适用的近壁面网格处理不同, 为了尽量保证网格划分的一致性, 在 STAR ccm+ 中可选择两层壁面的 all $y+$ 近壁面处理方式, 要求 $y+$ 小于 1。对于 $k-\varepsilon$ 模型和 v2f 模型边界层的总高度为 0.35mm , 分为 3 层, 增长

率为 1.15; $k-w$ 模型边界层的总高度为 2.05mm , 分为 10 层, 增长率为 1.15, 以保证前三层边界层高度与 $k-\varepsilon$ 模型和 v2f 模型一致, 均为 0.35mm , 如表 1 所示。

表 1 不同湍流模型的近壁面网格

Table 1 Near-wall mesh of different turbulence models

湍流模型	$y+$	边界层高度	层数
Two-layer Realizable $k-\varepsilon$	$y+ < 1$	0.35mm	3
Two-layer Standard $k-\varepsilon$	$y+ < 1$	0.35mm	3
v2f	$y+ < 1$	0.35mm	3
SST $k-w$	$y+ < 1$	2.05mm	10

在 Hypermesh 中对模型表面进行几何清理, 抽取吹面风道的内表面并划分面网格, 面网格的尺寸为 2。导入 Star ccm+, 划分体网格, 采用 trim 网格, 体网格数量达到了为 2500 万。对于一台 4CPUs 和 32G 内存的惠普 Z440 工作站约需要 16 小时才能达到计算的精度。

3 结果分析

3.1 风道压损

不同湍流模型的压损如表 2 所示, 压损为风道入口截面流量平均的总压值。各个湍流模型下, 左风道与右风道压损相近, 比中风道高 2-3Pa, 中风道的压损除 v2f 和 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型外均与参考均值误差较大, v2f 和 Realizable $k-\varepsilon$ 均与参考值的误差在 2.1% 以内, 处于同一水平。SST $k-w$ 模型中风道的仿真值为 252Pa , 偏大; Standard $k-\varepsilon$ 模型中风道的仿真值为 220Pa , 偏小, 与参考值的误差分别为 7.0% 和 6.6%。

对于风道压损的计算, v2f 和 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型的结果与参考值比较误差更小, 要好于另外两个湍流模型。

表 2 不同湍流模型的压损

Table 2 Pressure loss of different turbulence models

湍流模型	总压 (Pa)		
	左风道	中风道	右风道
Realizable $k-\varepsilon$	233	230	233
Standard $k-\varepsilon$	222	220	223
v2f	243	240	243
SST $k-w$	254	252	254
参考均值	238	235.5	238.3

3.2 流量分配

表3 不同湍流模型的流量分配

Table 3 Flow distribution of different turbulence models

湍流模型	流量分配 ($\times 10^{-2} \text{kg/s}$)			
	左	中左	中右	右
Realizable $k-\epsilon$	4.40	3.16	3.88	4.67
Standard $k-\epsilon$	4.32	3.20	4.00	4.60
v2f	4.43	3.20	3.84	4.66
SST $k-\omega$	4.47	3.34	3.56	4.72
参考均值	4.41	3.23	3.82	4.66

不同湍流模型的流量分配结果如表 2 所示，流量分配数值上的差异较小，取四个湍流模型的均值作为参考基准，v2f 湍流模型的流量分配与参考值最为接近，误差在 $0.03 \times 10^{-2} \text{kg/s}$ 以内，比例为 0.9%。Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型的结果虽然误差也较小，但是不及 v2f 模型好，误差可达到 2.2%。SST $k-\omega$ 误差最大的出现在中右风道处，误差为 $0.26 \times 10^{-2} \text{kg/s}$ ，与参考基准的比值为 6.8%。

当前的计算模型网格数量为 2500 万，已经足够密，继续加密网格对计算结果的影响不大。

3.3 改进建议

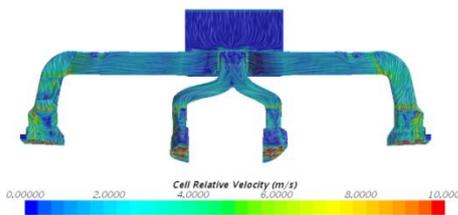


图4 管道表面速度云图

Fig.4 Velocity distribution near the surface of duct

管道表面速度如图 4 所示，在 HVAC 中速度较慢，进入到管道中后被分为四条支路，由于截面变小，气流的运动速度加快。到达管道的出口时由于导风叶片存在，流动的截面进一步变小，气流的运动速度被加快到 10m/s。

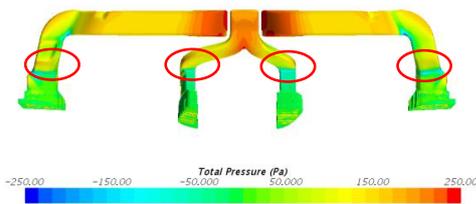


图5 管道表面压力云图

Fig.5 Pressure scalar of the duct wall

管道壁面的压力分布如图 5 所示，入口处的压力值在 250Pa 左右，出口的压力值在 0Pa 左右，在有拐角的地方压力下降较快。尤其是在上图圆框内，压力损失最快，建议改善此处的管道走向，减少管道的扭曲程度，可以极大的降低压损。

4 结论

当前的研究采用 CFD 仿真方法对风道的压损和流量分配进行了探讨，结论如下

(1) 采用四种湍流模型，比较了计算结果，湍流模型压损差异在 32Pa 以内，以均值作为参考，v2f 湍流模型体现出了良好的精度。

(2) 统计管道入口的总压作为压损，v2f 和 Realizable $k-\epsilon$ 均与参考值的误差在 2.1% 以内。

(3) v2f 湍流模型的流量分配与参考值最为接近，误差在 $0.03 \times 10^{-2} \text{kg/s}$ 以内，比例为 0.9%，略好于 Realizable $k-\epsilon$ 模型。

参考文献:

- [1] 李启良,钟立元,王毅刚,等.汽车空调气动噪声数值与试验研究[J].同济大学学报(自然科学版),2016,44(4):620-624.
- [2] 徐龙.汽车空调蒸发器总成及吹面风道的数值仿真[D].沈阳:东北大学,2013.
- [3] 严运兵,丁明亮,刘颖星,等.轿车空调风道温度场特性分析与结构优化[J].制造业自动化,2015,37(18):61-65.
- [4] Zolet T L, Maia G F D F, Dutra G G, et al. CFD Methodology to Correlate the Defrost Flow and Passenger Car's Windshield Defogging[C]. Sae Brasil Congress & Exhibit. SAE Technical Paper, 2010-36-0335.
- [5] 葛吉伟.某轿车前风窗除霜特性的数值模拟研究[D].长春:吉林大学,2016.
- [6] Patidar A. Simulation and Validation of Passenger Compartment Soaking and Cooling under Solar Load[C]. SAE International Mobility Engineering Congress and Exposition. SAE Technical Paper, 2009-28-0050.
- [7] 彭倩,黄继文,刘金武,等.客车空调送风参数对室内流场的影响研究[J].制冷与空调,2016, (6):716-719.
- [8] 于淼,王东屏,裘望,等.地铁车空调风道及车室内气流组织数值仿真[J].大连交通大学学报,2014,35(2):16-19.
- [9] 李红民.空调列车室内流动与传热的模拟研究[J].制冷

(下转第 653 页)