

城市客车铝合金风道水蒸气凝聚的 CFD 仿真方法

覃盛世, 曹红军, 曾青, 胡俊杰, 朱红军

(中车时代电动汽车股份有限公司, 湖南 株洲 412007)

摘要: 建立水蒸气凝聚的仿真流程, 并基于 CFD 软件进行某城市客车铝合金风道的共轭温度场仿真, 同时评估铝箔隔热棉对城市客车铝合金风道盖板水蒸气凝聚的影响。

关键词: 城市客车; 铝合金风道; 水蒸气凝聚; CFD 仿真

中图分类号: U463.85⁺1

文献标志码: A

文章编号: 1006-3331(2024)05-0038-04

CFD Simulation Method of Water Vapor Condensation in

Aluminum Alloy Air Duct of City Buses

QIN Shengshi, CAO Hongjun, ZENG Qing, HU Junjie, ZHU Hongjun

(CRRC Electric Vehicle Co., Ltd., Zhuzhou 412007, China)

Abstract: The authors establish the simulation process of water vapor condensation and carry out conjugate temperature field simulation of the aluminum alloy air duct of a city bus based on CDF software and evaluate the influence of aluminum foil thermal insulation cotton on water vapor condensation of aluminum alloy air duct cover of a city bus.

Key words: city bus; aluminium alloy air duct; water vapor condensation; CFD simulation

客车空调风道盖板大多采用铝合金材质, 在空调制冷工况下空气中含有水蒸气易在铝合金盖板外表面凝结成水, 导致使用时出现质量问题。随着仿真软件及计算模型的开发, 空调风道流场仿真(CFD)能够准确预测风道的空气流动^[1-2], 同时水蒸气凝聚现象的仿真研究也已取得显著成果^[3-8]。

在上述成果的基础上, 本文针对城市客车铝合金盖板空调风道, 模拟制冷工况的风道流场及盖板表面水蒸气凝聚现象, 评估风道盖板表面水蒸气的凝聚量及不同隔热方案对水蒸气凝聚的影响。

1 水蒸气凝聚仿真流程

1.1 三维模型

根据客车车身设计图纸(图1)及风道流场仿真方法建立客车空调风道区域(流体区域)三维模型、

车厢区域(车厢区域的大小主要由电脑算力决定, 电脑算力不够时, 最小尺寸的车厢区域为1 m×1 m×3 m, 其中车厢长度方向取3 m)三维模型, 再加上铝合金风道盖板三维模型(固体区域), 组成最终仿真所需的几何模型。由于空调蒸发风机出风口下方的铝合金盖板最容易因低温而形成冷凝水, 故本文只建立空调出风口附近的三维模型用于水蒸气凝聚的仿真分析。简化后的三维模型如图2所示。

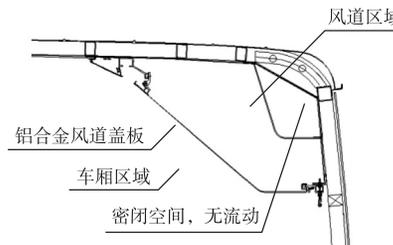


图1 车身设计图纸

收稿日期: 2024-03-09。

第一作者: 覃盛世(1990—), 男, 工程师; 主要从事车身整体设计工作。E-mail: qinshengshi.cy@crrecg.cc。

通讯作者: 曹红军(1984—), 男, 工程师; 主要从事 CFD 流体仿真工作。E-mail: 314081668@qq.com。

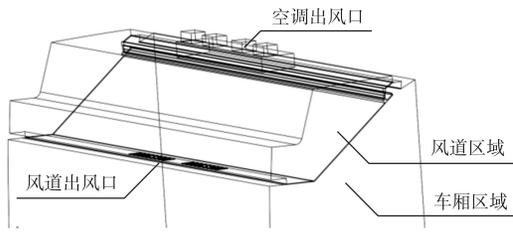


图2 简化后的三维模型(轮廓)

1.2 仿真网格模型

仿真分析用的网格模型需保证风道出风口每条通道横截面网格数不少于6个,重要区域的面网格尺寸小于2 mm,边界层第一层网格厚度不大于0.1 mm,边界层层数大于3层,最大网格尺寸不大于32 mm。根据以上规则建立的网格模型如图3和图4所示。

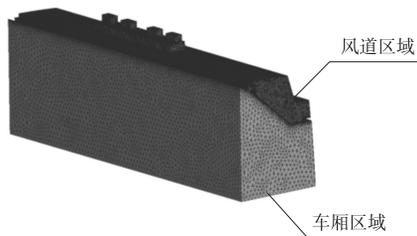


图3 整体网格模型

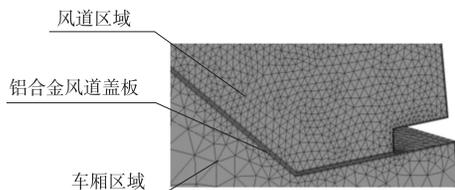


图4 局部网格(放大显示)

此网格模型含有流体区域(车厢区域、风道区域)和固体区域(风道盖板)。本仿真为共轭传热温度场分析类型(共轭温度场指同时包含流体和固体的温度场),故固体区域和流体区域交界面为共节点网格,以保证热量传递数据的准确性。

1.3 仿真模型设置

1.3.1 材料属性

1) 空气。摩尔质量为 28.96 kg/kmol;比热容为 1 004.4 J/(kg·K);动力粘度为 1.831E-5 kg/(m·s);热传导系数为 0.026 1 W/(m·K)。

2) 水蒸气。动力粘度为 9.4E-6 kg/(m·s);热传导系数为 0.019 3 W/(m·K);其比热容 C_p 、焓值

H 、熵值 S 定义为随水蒸气温度变化而变化的函数,函数表达式如下:

①比热容 C_p 计算公式:

$$C_p = R \times (a_1 + a_2 \times T + a_3 \times T^2 + a_4 \times T^3 + a_5 \times T^4)$$

②焓值 H 计算公式:

$$H = R \times \left(a_1 \times T + \frac{a_2}{2} \times T^2 + \frac{a_3}{3} \times T^3 + \frac{a_4}{4} \times T^4 + \frac{a_5}{5} \times T^5 + a_6 \right)$$

③熵值 S 计算公式:

$$S = R \times \left(a_1 \times \ln T + a_2 \times T + \frac{a_3}{2} \times T^2 + \frac{a_4}{3} \times T^3 + \frac{a_5}{4} \times T^4 + a_7 \right)$$

式中: T 为水蒸气温度; R 为气体常数; a_1 、 a_2 、 a_3 、 a_4 、 a_5 、 a_6 、 a_7 为方程系数,方程采用 NASA 经验公式,方程系数具体数值(CFX 软件材料数据库提供)如图5所示。

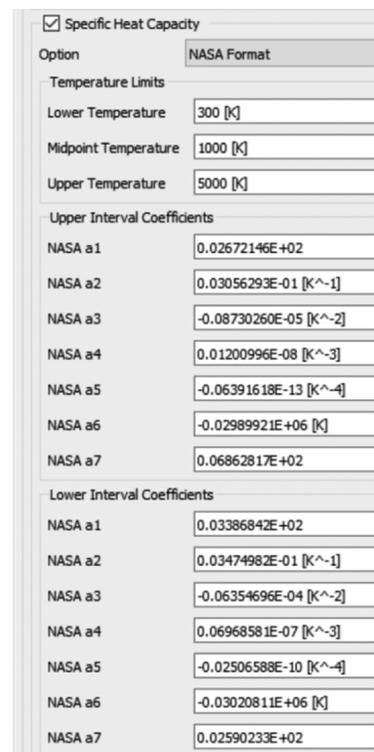


图5 方程系数赋值图

3) 液化水蒸气。密度为 958.37 kg/m³;比热容为 4 215.6 J/(kg·K);动力粘度为 2.818E-4 kg/(m·s);热传导系数为 0.679 W/(m·K)。

4) 水蒸气(气态)、液化水蒸气(雾化的液态)的匀质混合物。此混合物用于定义冷凝模型,混合物的主要参数为饱和蒸气压。饱和蒸气压是一个临界值,水蒸气分压达到此值时,水蒸气气化和液化达到平

衡。空气温度越低,其饱和蒸气压越低。当车厢内的高温湿空气接触低温壁面(风道盖板)时,其温度急速下降,水蒸气分压易达到饱和蒸气压临界值而产生冷凝现象。饱和蒸气压的计算采用安托尼方程:

$$P_{\text{sat}} = P_{\text{scale}} \times e^{\frac{A-B}{T+C}}$$

式中: P_{sat} 为饱和蒸气压; P_{scale} 为空气压力; A 、 B 、 C 为常数,其设置如图6所示。

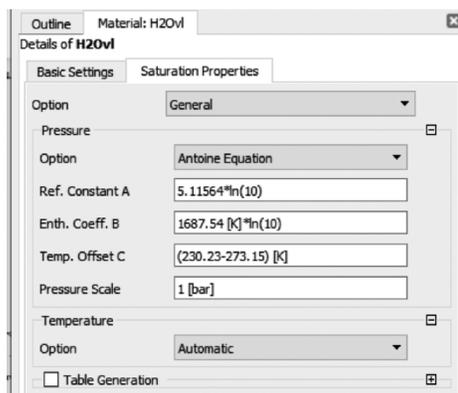


图6 安托尼方程设置

5) 湿空气中空气和水蒸气处于理想混合状态,水蒸气运动扩散系数为 $2.5E-5 \text{ m}^2/\text{s}$ 。

1.3.2 边界条件设置

1) 车厢区域。此区域设置成流体类型;为了模拟水蒸气冷凝现象,需激活冷凝模型。

①固体壁面。图2所示三维模型中,将车厢区域保留的部分侧围和顶盖壁面,设置为绝热无滑移壁面。

②流固交界面。车厢区域网格与铝合金盖板网格共节点,此交界面被默认为共轭传热边界;激活壁面冷凝模型。

③其他边界。设置为开放性边界;气体表压为 0 Pa ;介质为相对湿度 80% 的空气;气体温度为 $24 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

2) 风道区域。此区域设置成流体类型;为了模拟水蒸气冷凝现象,需激活冷凝模型。

①固体壁面。设置成绝热无滑移壁面。

②流固交界面。风道区域网格与铝合金盖板网格共节点,此交界面被默认为共轭传热边界;为模拟壁面冷凝现象,所有固体壁面激活壁面冷凝模型。

③空调出风口边界。风速为 12 m/s ;空气温度为

$10 \text{ }^\circ\text{C}$,空气相对湿度为 60% 。

④风道铝合金盖板。此区域设置成固体类型,材料属性为铝合金材质。

⑤其他边界。设置为开放性边界;气体表压为 0 Pa ;介质为 60% 相对湿度的空气;气体温度为 $10 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

1.3.3 求解设置

1) 步长设置:求解时均采用物理时间步长,其中流体区域的时间步长为 4 s ,固体区域的时间步长为 10 s ,能量方程的时间步长为 100 s 。

2) 类型设置:本案例仿真类型为稳态仿真;湍流模型采用 SST 湍流模型。

仿真软件采用 ANSYS16.0 中的 CFX 模块,收敛残差标准在 $1E-5$ 以下,迭代循环步数不少于 3000 。

2 仿真结果及分析

2.1 原始仿真

建立原始仿真模型时,风道铝合金盖板未采取任何隔热措施,其仿真结果如下。

1) 壁面冷凝水析出速率如图7所示,冷凝水析出主要位置为风道铝合金盖板外表面风道出风口附近,冷凝水平均析出速率为 $-3.5E-4 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$ 左右,负号代表析出冷凝水,数值代表单位时间单位壁面积析出的冷凝水质量。

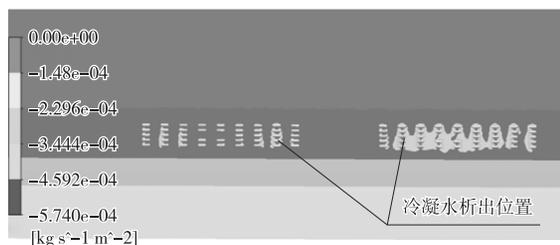


图7 冷凝水析出速率(原始模型)

2) 湿空气中的水蒸气质量百分比如图8所示,其中风道区域充满低温空气(低温空气的水蒸气饱和蒸气压偏低),水蒸气绝对含量低;由于车门经常开启(即会经常补充外界空气中的水蒸气,外界空气湿度不会因水蒸气的凝聚而降低)且车厢温度一直维持在 $24 \text{ }^\circ\text{C}$ 左右,水蒸气含量稳定维持在一定水平(相对湿度 80%)。

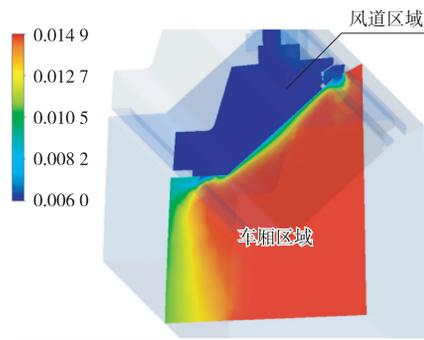


图 8 湿空气水蒸气质量百分比

3) 以上仿真结果表明, 当风道铝合金盖板不采取任何隔热措施时, 风道出风口处冷凝水凝聚现象明显。实车设计时风道内表面一般会铺满铝箔隔热棉(热导率为 $0.04 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$), 如图 9 所示, 其仿真结果见 2.2 节。

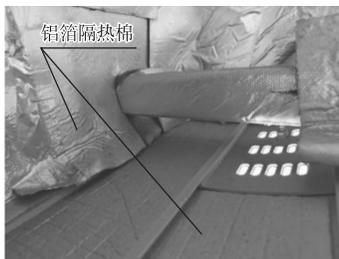


图 9 铝箔隔热棉铺设示意图

2.2 修正模型的仿真

1) 修正模型在风道内表面增加厚度为 4 mm 的铝箔隔热棉, 其实现方式如下: 在 CFX 软件内新增厚度为 4 mm 的流固界面热阻, 无需重建三维模型和网格模型, 详细设置如图 10 所示。

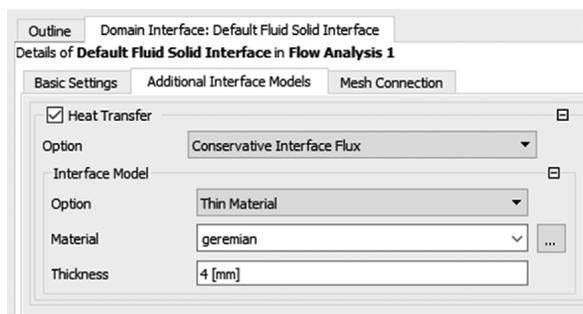


图 10 流固界面热阻设置

2) 修正模型的铝合金盖板冷凝水析出速率如图 11 所示, 整个铝合金盖板没有冷凝水生成, 说明铝箔

隔热棉能有效抑制铝合金盖板出风口处冷凝水的形成(满足技术要求)。此仿真结果与实车测试结果相符。



图 11 冷凝水析出速率(修正模型)

3 结束语

本文以某城市客车空调风道为例, 介绍了湿空气中水蒸气遇低温金属凝聚成水的仿真分析方法, 包含了仿真三维模型的建立、多组分介质材料的属性设置、壁面冷凝模型、壁面热阻的等效设置方法等。仿真结果与实际相符, 可用于城市客车空调风道结构的初步设计, 以节约制造成本。

参考文献:

- [1] 王丹, 刘双喜, 牟江峰, 等. 汽车空调风道系统的 CFD 分析[J]. 汽车工程师, 2014(6): 47-49.
- [2] 范平清, 赵林林, 邢彦锋. 基于 SST $k-\omega$ 模型的汽车空调 CFD 仿真分析[J]. 机械强度, 2014, 36(4): 587-591.
- [3] 李迪凡, 吴护林, 刘俊, 等. 玻璃钢密封包装容器透湿度试验研究[J]. 包装工程, 2018, 39(23): 242-246.
- [4] 张环宇. 空气源热泵蒸发器表面结霜初期水蒸气冷凝数值模拟[D]. 大庆: 东北石油大学, 2023.
- [5] 杨征. 事故下安全壳内氢气迁移及水蒸气冷凝模拟[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2015.
- [6] 张归华, 代守宝, 吴家豪, 等. 液膜修正模型及其在冷凝器 CFD 模拟中的验证[J]. 工程热物理学报, 2023, 44(12): 3305-3312.
- [7] 李猛, 陶乐仁, 黄理浩, 等. 肋密度对齿状翅片管外冷凝换热和流动的影响[J]. 化工学报, 2023, 74(10): 4087-4096.
- [8] 李辉. 蒸汽水下喷注两相凝结与声学特性实验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2022.