

高速列车客室加热器热效应数值计算

Numerical research of heater thermal effects high speed train passenger compartment

李国清¹, 李明, 孔繁冰, 韩璐, 刘斌

(唐山轨道客车有限责任公司产品研发技术研究中心 河北省唐山市丰润区厂前路3号 邮编: 063035)

摘要: 采用流体力学软件 STAR-CCM+模拟高速列车客室加热器热效应以及车内流场分布情况, 在假设环境温度为-25℃的情况下, 选择客室加热器和空调加热器的不同加热功率下对客室内部温度、气流速度进行计算。根据计算空调加热器全开即 30Kw、客室加热器为 5Kw 时满足客室舒适度标准要求。通过以上的研究可以对客室内加热器和空调加热器设计提供参考依据。

关键字: 加热器, STAR-CCM+, 温度场, 气流场分布

Abstract: By The Using STAR-CCM+ software, a numerical simulation is performed on airflow field distribution and heater thermal of High-speed train. In the case of an assumed ambient temperature of -25℃, the passenger compartment Heater and air conditioning was choose by the numerical simulation for the flow velocity and thermal. It satisfies the comfort standard requirements when air conditioning power of 30Kw and passenger compartment Heater power of 5Kw. Through the above research can provide a reference on passenger room heater air conditioning heater design.

Key words: heater, STAR-CCM +, temperature field, flow field distribution

1 引言

高速列车的广泛运营已成为我国在世界高速列车领域提高竞争力的重要标志。高铁的安全性、可靠性以及车厢内舒适性成为人们关注的重点, 并提出了越来越高的要求。从旅客的安全性和舒适性出发研究适合空调列车的气流组织显得至关重要^[1]。空调车室内空气的流动与传热的研究是空调车室内气流组织设计及舒适环境评价的基础。国内外一些研究者^{[2][3]}正积极开展这方面的研究工作, 高速列车空调系统的性能, 除了与空调本身的性能及机组的大小有关外, 还与整个客室的热环境和空气的品质有重要的关联。高速列车通过使用良好的隔热保温材料以及密封措施, 以及合理组织客室内的空气流动, 使客室内空气维持在一定的温度、湿度和风速范围内, 从而降低能耗, 发挥空调的最好性能, 改善旅客乘车的舒适性和提高运行的经济性。

本文拟将针对某型车客室区域的热负荷进行分析研究, 为优化客室空调加热器和客室加热器功率选择以及节约能源提供重要依据。

2 计算模型的建立

¹ 作者简介: 李国清, 男, 工学硕士学位, 工程师, 空气动力学及车内舒适度方面研究。联系电话: 15130597818。

2.1 数学模型

车厢内的气体流动属于湍流流动，比较复杂。室内气体属于牛顿流体，而且流动速度较低，可视为不可压缩流体，并满足理想气体状态方程；另外，认为客室气体满足 Boussinesq 假设，认为流体密度的变化仅仅对浮升力产生影响，即仅在计算浮升力考虑流体密度的变化。

客室内气流流动和传热满足质量守恒定律、动量守恒定律、能量守恒定律，其在直角坐标系中微分形式的控制方程如下^[4]：

连续性方程：连续性方程表达了任何可实现的流体运动所必须满足的连续性条件，可压缩流体非恒定流，其微分形式的表达式为：

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

式中， u 、 v 、 w 分别为流体在 x 、 y 、 z 三个坐标方向上的速度分量， ρ 为流体的密度。

动量方程：动量方程反映了流体流动过程中的动量守恒性质。牛顿第二定律在流体流动中的表现形式是微元体中流体动量的增加率等于作用在微元体上各种力之和。对于粘性为常数的不可压缩流体，将流体微元分别在三个坐标方向上应用牛顿第二定律并引入牛顿切应力公式和 Stokes 表达式，可推导出三个坐标方向的动量方程：

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = f_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = f_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = f_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)$$

式中， f_x 、 f_y 、 f_z 为 x 、 y 、 z 三个坐标方向上的单位质量力， p 为作用在单位面积上的表面力分布函数，

能量方程：将能量守恒定律应用于流体运动可得流体运动的能量方程，即微元体内热力学能的增加率等于进入微元体的净热流量与体积力与表面力对微元体做功之和。其推导出的微分形式能量方程为：

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$$

式中， T 为温度， λ 为流体导热系数， c_p 为定压比热。

本文采用湍流粘性系数法进行数值计算。

2.2 几何模型

该计算模型包括客室区域、客室加热器、送风管道、排风管道、座椅、人体、通过台加热器、卫生间及其加热器、设备间、行李架、玻璃窗台区域等模型，再进行装配形成整车模型，模型如下图：

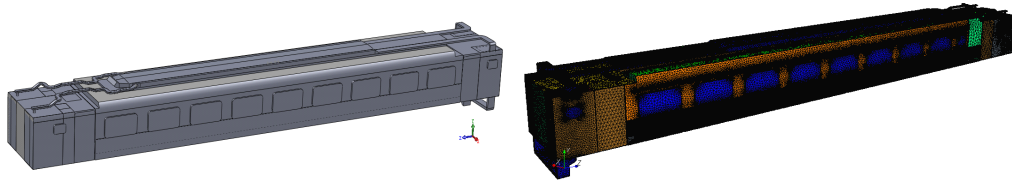


图 1 整车模型图

2 全车模型网格划分

2.3 网格划分

将 Solid Works 建立的模型保存成*.stl 格式的文件导入 STAR-CCM+中, 将整车模型分为送风系统、客室区域、卫生间区域、设备间区域、客室加热器和通过台、厕所加热器等几部分, 分部分逐步处理, 检查 import 选项中 Repair Surface 项中的单一连通性检查没有问题后, 选择重构表面模型、多面体模型和边界层模型。在全局尺寸设置中, Surface size 选项中最小尺寸设置为 1cm, 目标尺寸设置与基础尺寸 Base size 相同, 取 1m。这样在划分全车网格时, 可保证在流体无阻挡区间划分较大网格, 使得总体网格数量不至于过大, 难于后面的仿真计算。划分完网格的全车模型如图 2 所示。

2.4 边界条件

对于边界条件设置, 入口边界条件给定流量进口, 出口给定压力出口边界条件, 客室加热器按照 33 组, 每组 310W 加热功率, 共计 10.6KW 分为 5.3Kw 和 10.6Kw 两组功率控制。空调加热器分为 30Kw 分为 5Kw、10Kw、15Kw 三组功率控制, 最大制热功率为 30Kw, 厕所和通过台加热器全开。主要选取车外环境温度-25℃工况客室加热器和空调加热器不同功率下客室内的温度和流场进行分析, 车厢前后面设为绝热条件。计算条件设置如表 1

表 1 计算工况

车厢外温度 (℃)	-25	新风风量 (m ³ /h)	1320
入口温度(℃)	30	车体传热系数 (W/m ² ·K)	1.2
回风量 (m ³ /h)	2180	车窗传热系数 (W/m ² ·K)	1.37
送风量 (m ³ /h)	3500		

3.结果及讨论

通过数值计算出-25℃工况下客室和空调加热器不同制热功率控制下客室内的温度场和速度场的分布情况。分别空调加热器 30Kw、客室和空调加热器 (10+30) Kw、客室和空调加热器 (5+30) Kw

3.1 空调加热器全开 (30kW)

空调加热器全开(30KW),客室加热器不开启的工况下, 通过计算可知客室内部的温度分布情况看出前后温度差大于 2℃。空调送风系统的送风温度影响区域基本上位于客室顶部至行李架之间而且客室大部分区域的温度低于 22℃, 且客室垂直面上温差大于 3℃。即在车外环境最恶劣工况-25℃下, 仅靠空调 30KW 的功率, 不能保证冬季室内温度控制在 22℃的要求。

3.2 空调加热器全开 (30kW), 客室加热器全开 (10kW)

(1) 流场分析

由计算可知车厢顶部送风系统以较小气流速度进入客室, 约为 0.04m/s , 从顶部向下流动, 且呈 3 层均匀层状分布, 沿中间过道和两侧窗户向下, 气流速度小于 0.6m/s , 沿车窗从上而下的热气流有利于防止车窗结露。在车厢底部过道区域, 由于气流汇集和回风口、设备间排风系统的抽吸作用, 气流速度较座椅区略高, 但速度小于 0.4m/s 。在客室加热器内部, 被加热的空气由客室出风口流向客室, 热空气在座椅下方, 人膝盖以下区域流动, 有利于乘客的取暖, 提高客室的热舒适性。离地板 0.1m 水平面位置, 车厢两侧的卫生间和设备间区域由于废排系统的作用仍是气流速度最大区域。在客室内部两侧的客室加热器内加热管对空气加热, 客室内风速分布较为均匀约为 0.2m/s , 有利于乘客的热舒适性。离地板 0.6m 水平面位置基本是乘客膝盖所在位置, 速度分布与 0.1m 水平面位置基本相同, 在流向卫生间和设备间的过道处速度较高, 乘客若站立此处, 会有明显的吹拂感。离地板 1.0m 和 1.1m 基本处于乘客的颈部到头部之间, 整体速度分布还是比较均匀的, 局部中间过道的气流速度微高但不超过 1m/s 。离地板 1.7m 位置基本处于成人乘客站立时头部区域, 其速度分布与距离地板 1.1m 处水平面速度分布相似, 只不过中间过道的风速较大约为 1.1m/s , 若乘客在此站立时能够明显感觉到热气流。

(2) 温度场分析

对于温度场除加热管表面温度 170°C 外, 客室中间的温度分布均匀。对于最恶劣工况车外环境 -25°C , 空调系统 30KW 全开, 送风温度 29.9°C , 从图中看出客室顶部中间送风至行李架区域, 温度基本为送风温度, 且送风较为均匀。 1.0m 和 1.1m 处的温度分布较为均匀, 而 0.6m 在座椅水平椅面和 1.7m 处温度超过 22°C 。总体上空调加热器全开 (30KW), 客室加热器全开 (10KW) 的情况下, 温度分布总体均匀, 但是超过冬季室内 22°C 的要求。应该适当降低空调的功率或者调整空调各档的设置, 或者采用适当的空调间歇工作模式。

3.3 空调加热器全开 (30kW), 客室加热器半开 (5kW)

(1) 流场分析

选取整车模型中典型横截面, 分别剖切含加热管和不含加热管区域。典型截面上的流场分析如下:

车厢顶部送风系统以较小气流速度进入客室, 约为 0.04m/s , 从顶部向下流动。由于行李架的存在, 使得气流改变方向, 在行李架下方形成涡流。沿中间过道和两侧窗户向下, 气流速度小于 0.2m/s , 沿车窗从上而下的热气流有利于防止车窗结露。在车厢底部过道区域, 由于气流汇集和回风口、设备间排风系统的抽吸作用, 气流速度较座椅区略高, 但速度小于 0.4m/s 。在客室加热器内部, 被加热的空气由客室出风口流向客室, 热空气在座椅下方, 人膝盖以下区域流动, 有利于乘客的取暖, 提高客室的热舒适性。

图 3 至图 7 依次给出离地板距离分别为 0.1m 、 0.6m 、 1.0m 、 1.1m 和 1.7m 位置水平切面的速度云图。离地板 0.1m 水平面位置, 车厢两侧的卫生间和设备间区域由于废排系统的作用仍是气流速度最大区域。在客室内部两侧的客室加热器内加热管对空气加热, 朝向客室的出风口在第 4 排座椅位置, “冲向”客室的速度最大值超过 1.2m/s , 此处速度较大且存在涡流, 不利于乘客的热舒适性。离地

板 0.6m 水平面位置基本是乘客膝盖所在位置，速度较均匀且基本小于 0.48m/s，人体感觉会比较舒适。在流向卫生间和设备间的过道处速度较高，乘客若站立此处，会有明显的吹拂感。离地板 1.0m 和 1.1m 基本处于乘客的颈部到头部之间，从图中可以看出，中间过道的气流速度较高，座椅之间涡流较多，主要是座椅阻挡了气流，迫使其改变流动方向。离地板 1.7m 位置基本处于成人乘客站立时头部区域，行李架下部区域的涡流明显，速度较高。车顶部中间送风，乘客站立时能够明显感觉到热气流。

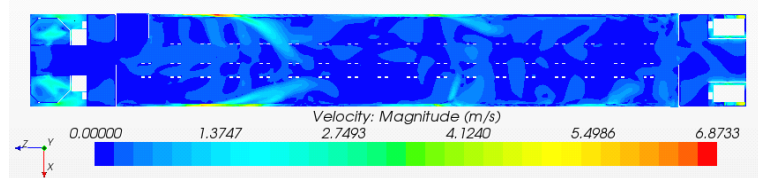


图 3 距离地板 0.1m 位置水平切面的速度云图

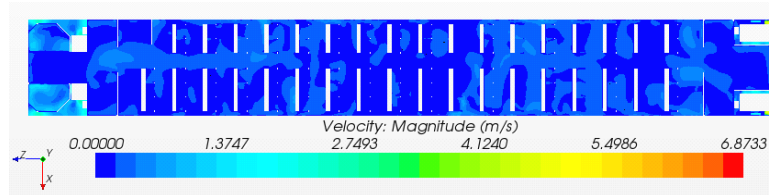


图 4 距离地板 0.6m 位置水平切面的速度云图

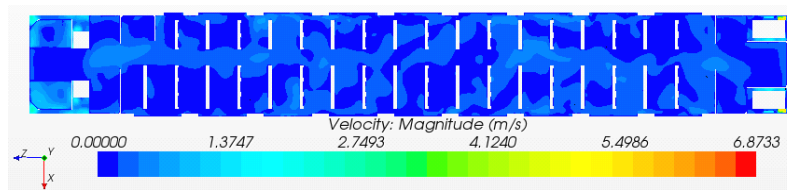


图 5 距离地板 1.0m 位置水平切面的速度云图

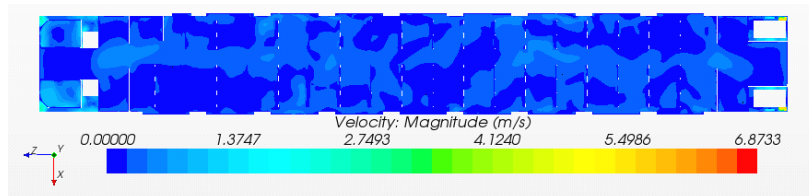


图 6 距离地板 1.1m 位置水平切面的速度云图

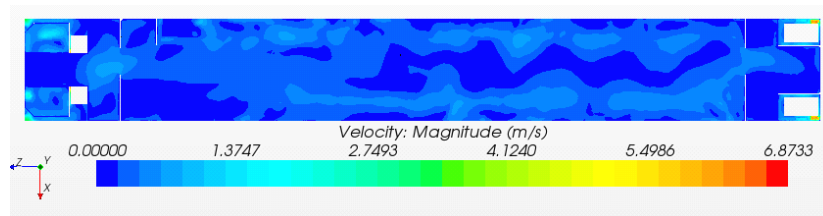


图 7 距离地板 1.7m 位置水平切面的速度云图

(2) 温度场分析

如下图所示为剖切两侧均有加热管区域所得横截面温度云图，除加热管表面温度 170℃外，客室中间的温度分布均匀。对于最恶劣工况车外环境-25℃，空调系统 30KW 全开，送风温度 29.9℃，从图中看出客室顶部中间送风至行李架区域，温度基本为送风温度。从图中可以看出除了地板附近

边界外，由座椅水平椅面至行李架区域，客室空气温度处于 295.4K 至 298.1K 之间，略高于冬季室内温度控制在 22℃ 的要求，这表明对于最恶劣工况，空调全开 30KW，客室加热器半开可以满足对于温度的控制。

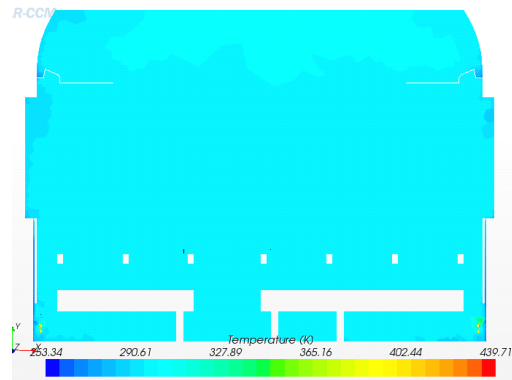


图 8 剖切两侧均有加热管区域所得横截面温度云图

图 9 至图 13 图所示为剖切距离客室地板分别为 0.1m、0.6m、1.0m、1.1m 和 1.7m 水平面上的温度分布云图。客室区域内的温度满足垂直温差不超过 3℃，水平温度差不超过 2℃ 的要求。

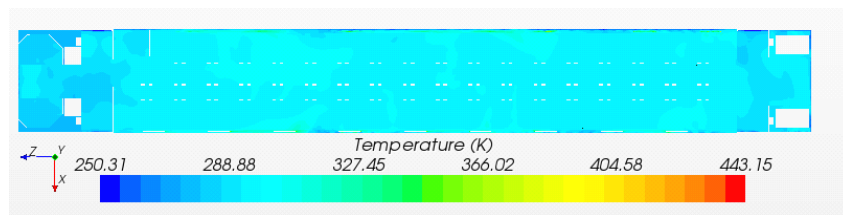


图 9 剖切距离客室地板 0.1m 处截面上的温度云图

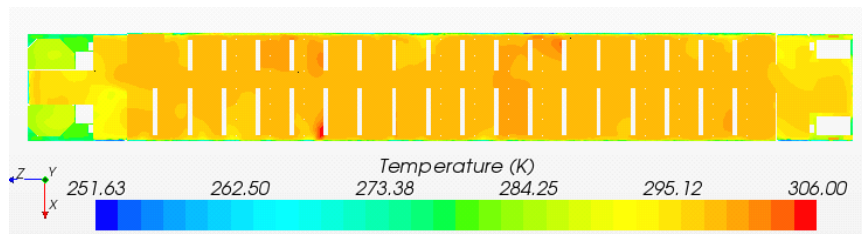


图 10 剖切距离客室地板 0.6m 处截面上的温度云图

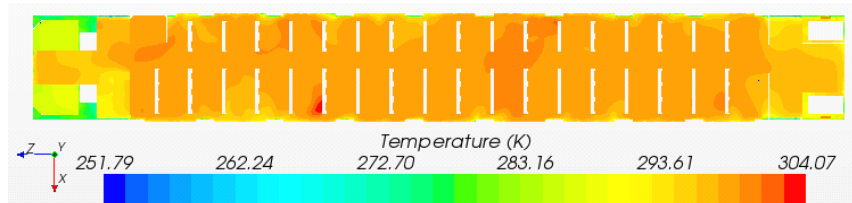


图 11 剖切距离客室地板 1.0m 处截面上的温度云图

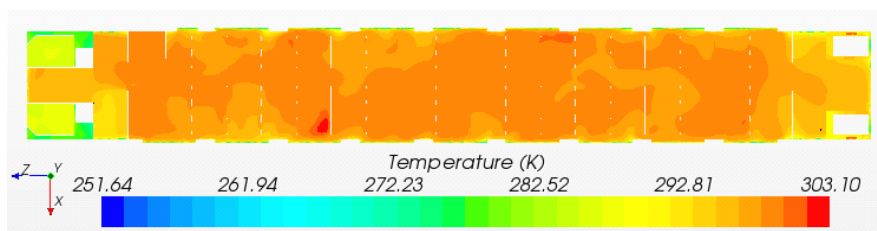


图 12 剖切距离客室地板 1.1m 处截面上的温度云图

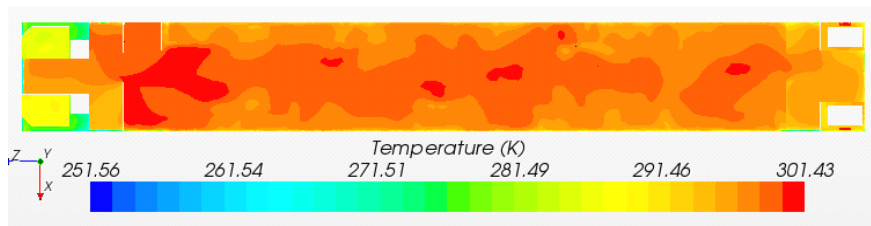


图 13 剖切距离客室地板 1.7m 处截面上的温度云图

4 结论

针对各种计算工况分别加以详细计算分析的，主要论述客室内部不同横截面距离地板 0.1m、0.6m、1.0m、1.1m 和 1.7m 等截面上的速度分布和温度分布。

主要结论如下：

(1) 对于仅空调加热器全开（30KW）、空载的工况，客室内部的温度分布呈现卫生间区域温度低，而设备间区域温度高的特点，并且从温度云图中可以看到明显的温度梯度，水平温度梯度和垂直温度梯度均大于验收标准要求；

(2) 对于空调加热器全开（30KW）、客室加热器全开（10KW）的工况，送风经客室顶部进入客室后，送风温度的影响区域基本位于车顶至行李架的底面区域。此工况下客室内部区域总体上超过 22℃，应该适当降低空调的功率或者调整空调各档的设置，或者采用适当的空调间歇工作模式。若空调采用变功率工作模式或者间歇工作模式，涉及瞬态数值仿真，不在此报告研究内容内。

(3) 对于空调加热器全开（30KW）、客室加热器半开（5KW）的工况，送风经客室顶部进入客室后，送风温度的影响区域基本位于车顶至行李架的底面区域。空载情况下客室区域的温度满足冬季采暖时室内 22℃ 的要求，并且客室水平温差基本不超过 2℃，垂直面上温差不超过 3℃。

参考文献

- [1] 靳谊勇，郁永章.铁路空调客车车内气流组织的数值模拟[J].制冷学报，2002，33（2）：30～34
- [2] 吴俊云，刘训海，刘颖.客车空调环境舒适性能数值与试验研究[J].汽车工程，2005，（5）：587-591
- [3] HAN T. Three dimensional navier-stokes simulation for passenger compartment cooling[J].SAE 89312,1989
- [4] O.C.Zienkiewics（英）R.L.Taylor（美）. 符松，刘扬扬（译）有限元方法（第五版）（3）流体动力学[M].北京：清华大学出版社