

某地铁空调冷凝机组仿真分析与试验研究

CFD Analysis and Test Research of a Subway

Air-Conditioning Condensing Unit

张克鹏

(浙江盾安人工环境股份有限公司 浙江 杭州 310053)

摘要: 利用三维设计软件SolidWorks建立某地铁空调机组的三维模型,利用通用前处理软件HyperMesh进行空调冷凝机组模型网格离散化处理,采用商用CFD软件ANSYS Fluent对空调冷凝机组在隧道内外两种工况进行三维流场仿真计算,分析计算冷凝器表面流速及压降情况并与试验结果相对比。结果表明:仿真结果与试验结果误差在合理范围之内, CFD仿真方法可以在空调机组性能优化设计中提供有效技术支持。

关键词: SolidWorks, 地铁, 空调冷凝机组, HyperMesh, ANSYS Fluent

Abstract: SolidWorks is used to establish a three-dimensional model of subway air conditioning unit. HyperMesh is used to take grid discretization processing, using the commercial CFD software ANSYS Fluent software to take the flow field calculation for the inside and outside tunnels working condition of the air conditioning unit. It calculates the velocity and pressure drop of heat exchanger surface and compared with the test results. The results show that: the error of simulation results and test results is within the reasonable range. CFD simulation method can provide effective technical support in the optimization design of air conditioning unit performance.

Key words: SolidWorks, subway, air conditioning condensing unit, HyperMesh, ANSYS Fluent

1. 引言

地铁是城市交通系统的主要组成部分,不但承载输送乘客职能,而且要在高低温环境下保证客舱内舒适性,空调系统需要发挥重大作用。地铁空调系统主要由空调机组、风道、送风格栅及控制装置等组成。其中空调机组不但要调节空气的温度和湿度,提供舒适环境,而且要保证节能环保。因为约 40%以上的地铁运营能耗为空调系统能耗,因此高性能空调机组的开发是整个地铁空调系统设计过程中必须考虑的因素,而冷凝机组是空调机组的重要组成部分,优化冷凝机组空气动力学设计显得尤为重要^[1-7]。

本文利用流体力学仿真的方法对某地铁空调冷凝机组进行流场分析,并与试验结果进行对比,根据分析结果判定设计方案的可靠性和合理性,并在此基础上后续进行方案优化设计。

2. 流体力学方程

计算流体力学是把描述空气运动的连续介质数学模型离散成大型代数方程组,并在计算机上求解。通过微分方程的离散化和代数化,把偏微分方程转化为代数方程,再通过适当的数值计算方法求解方程组,得到流场的数值解,然后通过不同的拟合方法把节点解拟合到网格的对应区域。

流体流动时所有介质满足物理守恒定律:质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律。在流体流动处于湍流状态时,整个体系还要遵循湍流运输方程。以上这些守恒定律的数学描述,统称为控制方程。文中选用 CFD 软件中提供的 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型进行数值计算^[8-10]。

湍流控制方程为三维不可压缩雷诺时均 Navier-Stokes 方程:

(1) 质量守恒方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

(2) 动量方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mathbf{u}) = \\ - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x \end{aligned} \quad (2a)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mathbf{u}) = \\ - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y \end{aligned} \quad (2b)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \mathbf{u}) = \\ - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + F_z \end{aligned} \quad (2c)$$

(3) 能量方程

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u} T) = \text{div}\left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T\right) + S_T \quad (3)$$

其中 div 为矢量符号, $\text{div}(\mathbf{a}) = \partial a_x / \partial x + \partial a_y / \partial y + \partial a_z / \partial z$, grad 为梯度符号。

式中:

ρ ——流体密度, kg/m^3 ;

t ——时间, s ;

$\mathbf{u}$ ——速度矢量, m/s ; u 、 v 、 w 是速度矢量 $\mathbf{u}$ 在 x 、 y 、 z 方向的分量;

x 、 y 、 z ——流体流动方向;

p ——流体微元体上的压力, N;

τ ——粘性应力, Pa;

F_x 、 F_y 、 F_z —— x 、 y 、 z 三个方向上微元体体力, N;

T ——温度, K;

k ——流体换热系数, $\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$;

c_p ——流体比热容, $\text{J}/(\text{kg K})$;

S_T ——流体内热源和由粘性作用引起流体机械能转变为热能, $\text{J}^{[10-12]}$ 。

3. 模型建立及边界条件

3.1 三维模型建立

计算模型为某地铁空调机组, 采用 SolidWorks 建立其三维模型, 如图 1 所示, 图中右侧部分为冷凝机组。几何模型生成后, 为了建立有限元模型, 需要将冷凝机组模型从 SolidWorks 中导出为.stp 格式。

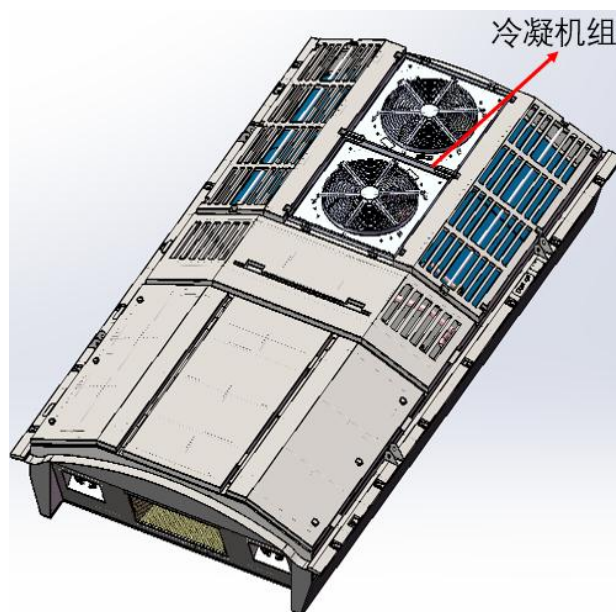


图 1 空调机组 3D 模型

3.2 网格模型建立

针对该空调冷凝机组, 文章采用主流 CFD 前处理软件 HyperMesh 进行几何清理和网格划分, 由于模型较为复杂, 在不影响计算结果的情况下对实际模型进行了简化, 考虑实际的计算资源的限制, 对原有冷凝机组做以下简化: 冷凝器结构简化成两个长方体块, 用多孔介质模型代替, 机组外壳由于较薄, 简化成平板模型忽略板厚对

流动的影响，冷凝风机用二维模型替代，面网格全部采用三角形网格，考虑到不带隧道机组流体计算域入口处获得更好的计算收敛性，在其入口边界进行外部拉伸，拉伸长度为入口直径的 3 倍。不带隧道机组流体计算域模型和带隧道机组流体计算域模型分别如图 2 和图 3 所示，最终形成四面体网格非结构化数分别为 5242367 和 812568。

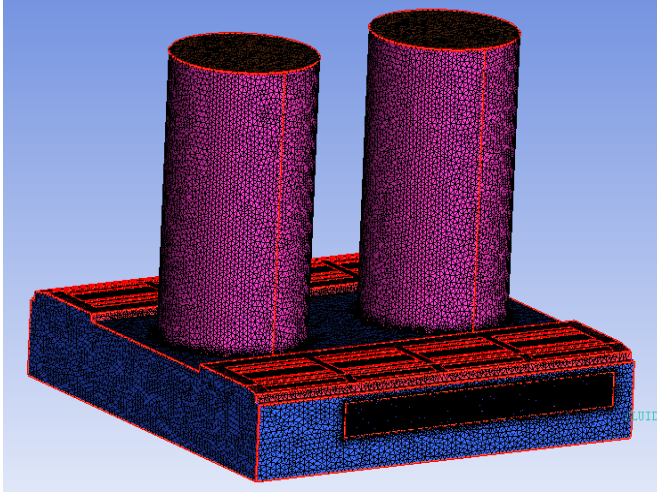


图 2 不带隧道空调冷凝机组网格模型

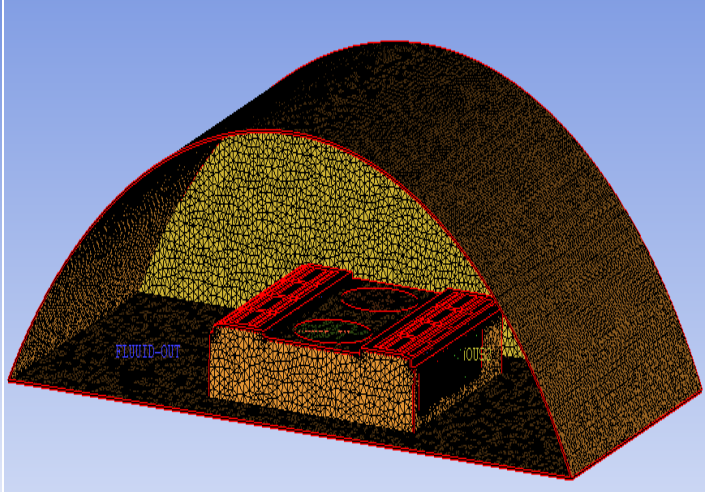


图 3 带隧道空调冷凝机组网格模型

图 4、5 为两个模型网格检查情况，其中横坐标为网格质量，1 代表最好，0 代表最差，纵坐标为网格数量。从图中可以看出，不带隧道模型网格质量都在 0.35 以上，带隧道模型网格质量都在 0.31 以上，网格质量较好，满足计算要求。

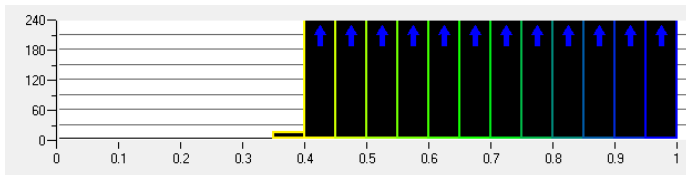


图 4 不带隧道空调冷凝机组网格质量

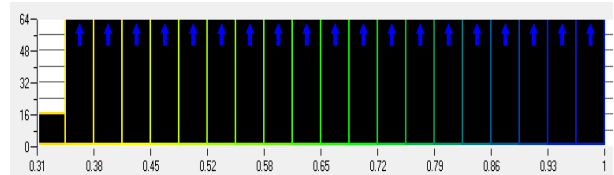


图 5 带隧道空调冷凝机组网格质量

3.3 边界条件的设定

由于地铁工作环境在 $-20^{\circ}\text{C}\sim 35^{\circ}\text{C}$ 范围内，空气的物理参数随温度变化范围不大，因此对该地铁空调冷凝机组内部流动情况的研究，仅考虑流场内空气的流动特性，对温度场的变化情况不做考察，不考虑空气流经换热器时的换热问题。计算设置流动工质为空气，温度为 25°C ，空气密度 $\rho=1.18\text{kg/m}^3$ 。具体设置如下：

① 总体设置：流体为空气，不考虑能量转化，仅作流场分析。计算软件为大型 CFD 商用软件 ANSYS Fluent，采用稳态计算，湍流模型选择 RNG k-e 模型，进出口边界条件选择流量进口、压力出口风扇 fan 边界条件，冷凝器采用多孔介质模型，风扇用二维模型。压力速度耦合采用 SIMPLEC 算法，离散格式采用二阶迎风格式。

② 进口边界条件湍流定义方法为湍流强度+水力直径，流量进口设置为 $V=8000\text{m}^3/\text{h}$ ，湍流强度为 5%，水力直径为 0.2m。出口边界条件湍流定义方法也为湍流强度+水力直径，出口压力为 $P=160\text{Pa}$ ，湍流强度为 5%，

水力直径为 0.36m。

③冷凝器作为多孔介质模型,需要通过冷凝器的流速和压降关系计算多孔介质模型的惯性阻力系数和粘性阻力系数。在 CFD 软件中,多孔介质的压降公式表示为:

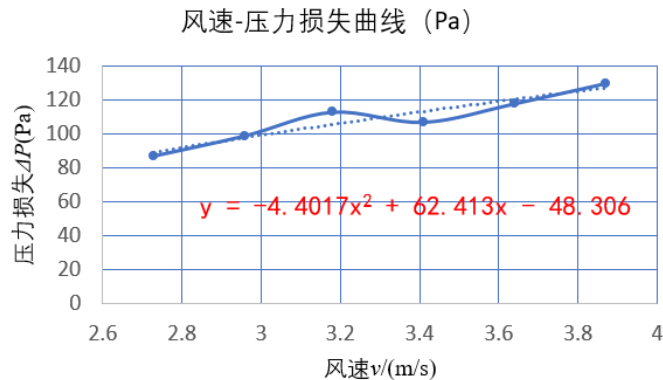
$$\Delta p = -(P_i |v| + P_v) v L \quad (4)$$

式中, Δp 为流体经过多孔介质后的压降,单位为 Pa; P_i 为多孔介质的惯性阻力系数,单位为 (kg/m^3) ; v 为流体经过多孔介质的等效速度,单位为 m/s; P_v 为多孔介质的粘性阻力系数,单位 $(kg/m^2 \cdot s)$; L 为多孔介质轴向长度,单位为 m,表 1 为试验流速压降计算结果。

表 1 冷凝器风量-压损测试结果

风量 (m^3/h)	风速 (m/s)	压力损失 (Pa)
8500	3.87	130
8000	3.64	118
7500	3.41	107
7000	3.18	113
6500	2.96	99
6000	2.73	87

根据表 1 得到图 6 所示的曲线,并拟合多项式。根据二次多项式前的系数计算出多孔介质模型的粘性阻力系数 $62.413 (kg/m^2 \cdot s)$, 惯性阻力系数为 $4.4017 (kg/m^3)$ 。



4. CFD 计算结果分析

4.1 带隧道机组模型分析结果

图 7 为冷凝机组周围空气流线图。机箱周围的流线图中可以看出,机箱周围流线不存在间断的现象,说明机箱周围空气流动比较顺畅,不存在速度死区。风机排风由于隧道顶部壁面的阻挡加上风机的抽吸作用,有部分排风被直接从机组顶部进风格栅和侧面进口吸入机组内部。

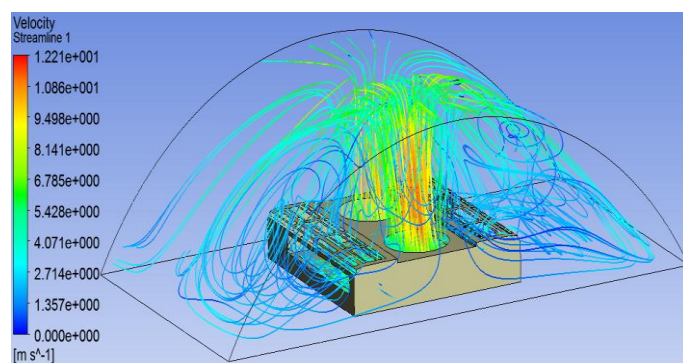
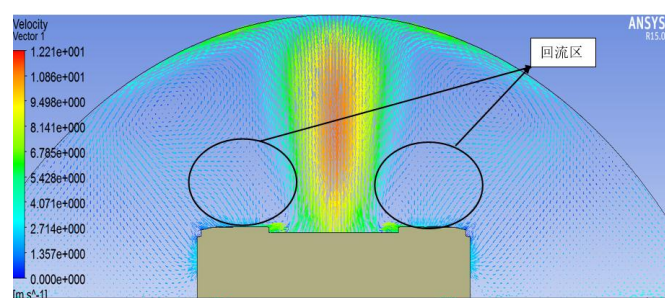
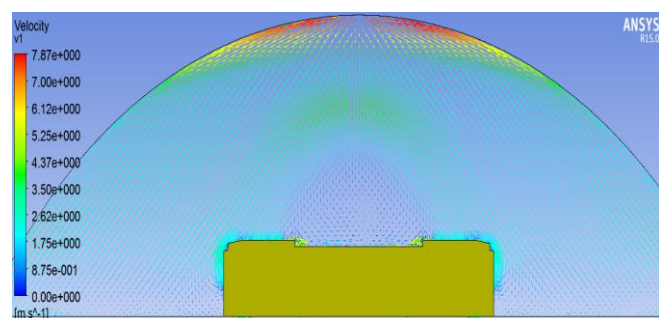


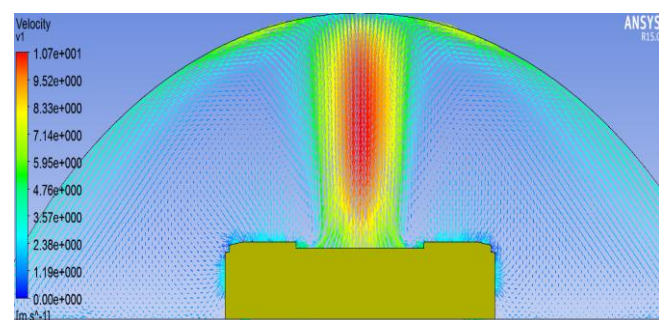
图 8 为冷凝机组在 Z 截面不同位置处的速度矢量图。



a Z=-0.8m 截面速度矢量图 (速度/m/s)



b Z=-1.2m 截面速度矢量图 (速度/m/s)



c Z=-1.6m 截面速度矢量图 (速度/m/s)

图 8 冷凝机组在 Z 截面不同位置处速度矢量图 (速度/m/s)

从图中可以看出，由于抽风机的抽吸再加上隧道顶部对排风气流的阻挡作用，引起局部区域空气压力降低，形成回流现象，导致风机部分排风会从机箱顶部和两侧的进风格栅直接吸进机箱内部，影响冷凝器的换热性能。

图 9 为冷凝机组在 X=0 处截面速度矢量图，从图中可以看出，在风机出口正上方区域左右两侧气流碰到隧

道顶部返回形成涡旋区域。

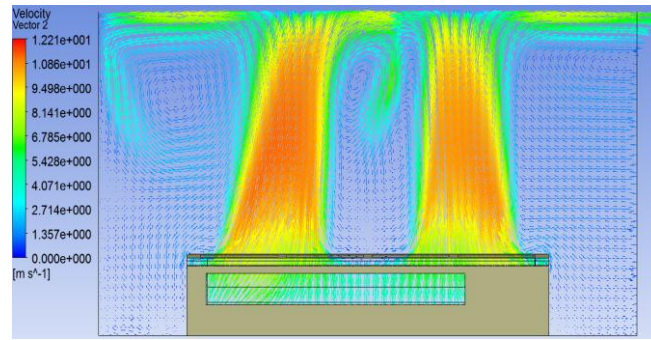


图9 冷凝机组在 X 截面速度矢量图 (速度/m/s)

4.2 不带隧道机组模型分析结果

4.2.1 仿真计算结果

图 10 和 11 分别为冷凝机组在 Z=0 截面位置处的速度矢量分布图和速度云图。

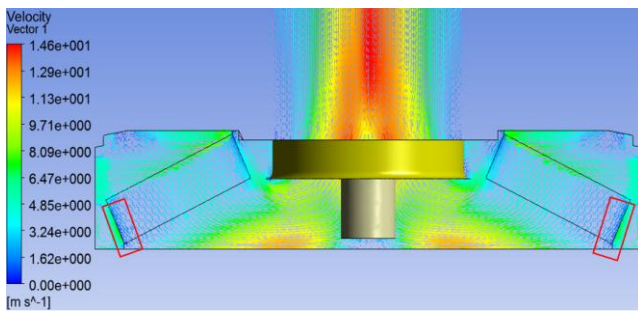


图 10 冷凝机组在 Z 截面速度矢量图 (速度/m/s)

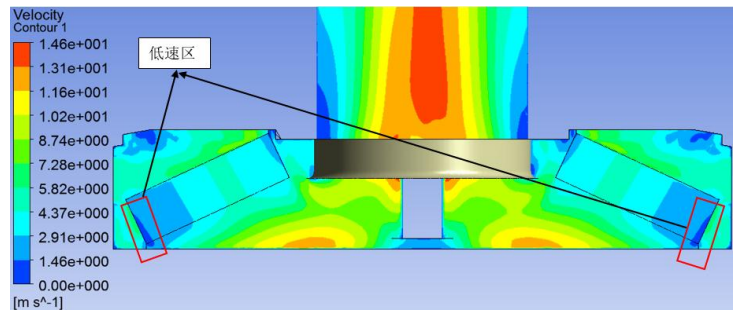


图 11 冷凝机组在 Z 截面速度云图 (速度/m/s)

从图 10 和图 11 中可以看出，在风机的抽吸作用下流经换热器后的气流，在左、右两个换热器下侧与底板间的区域并没有形成回流区，但此处的气流速度相对偏低，“低速区”速度大小约为 0.7 m/s ~1.4 m/s。

图 12 和 13 分别为冷凝器进口表面位置处的速度等值云图和压力等值云图。

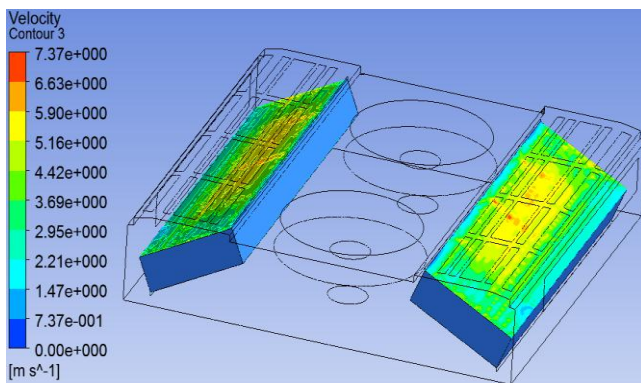


图 12 冷凝器进口表面速度等值云图 (速度/m/s)

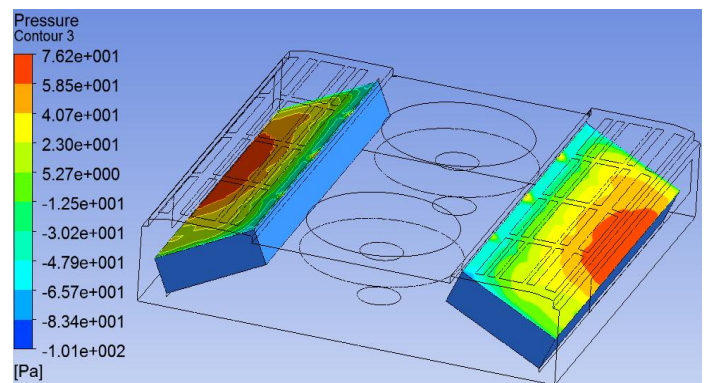


图 13 冷凝器进口表面压力等值云图 (速度/m/s)

从图 12 和图 13 中可以看出，冷凝器进出口表面的速度和压力分布并不是很均匀，在换热器进口截面上侧区域部分速度较高，下侧区域速度较低；压力分布与速度分布相对应。

4.2.2 仿真计算与试验结果对比

在带有环境的风洞中进行该冷凝机组环境试验。表 2 为冷凝器仿真与试验结果对比。

表 2 冷凝器机组仿真与试验对比

项目	仿真结果	试验结果	误差
冷凝器进口表面平均风速 (m/s)	4.32	4.23	2.13%
冷凝器出口表面平均风速 (m/s)	2.97	2.88	3.13%
冷凝器进出口表面压差 (Pa)	116.27	118.42	1.82%

从表 2 中可以看出, 仿真结果与试验结果, 误差都在 4% 以内, 满足工程分析精度需求, 因此可以利用 CFD 仿真结果对后续设计优化提供有效支持。

5. 结论及展望

1) 利用计算流体力学仿真技术对某地铁空调冷凝机组进行分析, 并将冷凝器表面速度与压差计算结果与试验结果进行对比, 证明仿真分析的可靠性;

2) 通过对带隧道和不带隧道两种工况下的冷凝机组进行分析, 找出流场对冷凝机组性能影响位置, 在后续空调冷凝机组设计过程中需要考虑优化;

3) 在下一步地铁空调冷凝机组开发中, 建议在设计方案定型前, 进行各工况充分的仿真分析验证, 有效提升空调机组性能, 降低地铁能耗。

6. 参考文献

- [1] 王维斌, 刘韶庆, 陈大伟等. 城际轨道交通车辆空调通风系统的数值仿真研究[J]. 城市轨道交通研究, 2017, (11): 21-28
- [2] 于凤娇, 郑学林, 臧建彬. 动车组空调系统风道仿真及送风均匀性优化分析[J]. 制冷, 2018:144 (37): 44-50
- [3] 韩晓明. 轨道交通车辆空调系统的原理及发展方向[J]. 装备机械, 2015, (1): 57-62
- [4] 高峰. 轨道交通车辆空调系统新风节能分析[J]. 建材与装饰, 2015, (1): 145-147
- [5] 王亚伟, 臧建彬, 王芳等. 上海地铁车辆空调机组新风节能分析[J]. 城市轨道交通研究, 2011, (9): 34-38
- [6] 谭爱华. 多风机组合式空调机组 CFD 仿真分析[J]. 制冷与空调, 2012, (6): 64-67
- [7] 叶力军, 宋立新. 利用仿真模型进行空调机组优化设计[J]. 铁道车辆, 2006, (2): 14-18
- [8] 纪宏超, 李耀刚. 基于 Realizable 湍流模型的弯管流动模拟分析[J]. 机械工程与自动化, 2013, (4): 46-47
- [9] 李阳, 胡斐. 扩散式方形分离器数值模拟湍流模型比较研究[J]. 建筑热能通风空调, 2013, (2): 97-100
- [10] 杨伟刚, 蒋博彦, 赵康发等. 多翼离心风机数值模拟中湍流模型的适用性研究[J]. 流体机械, 2017, (10): 1-6
- [11] 王福军. 计算流体动力学分析-CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 7-10.
- [12] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001: 1-5.