

文章编号: 1671-6612 (2026) 02-270-07

构网型 SVG 室空调气流组织模拟研究

邱澄 陈军 甘淼 何文皓 李博宇

(四川电力设计咨询有限责任公司 成都 610031)

【摘要】 构网型 SVG 室室内阀体发热量大, 需排除阀体的发热量以保证其正常运行。以成都某 SVG 室为例, 采用 CFD 数值模拟方法, 分析上送下回、下送上回和顶送顶回三种送回风口布置方案下的空调系统通风效果。研究表明, 采用下送上回式方案, SVG 室室内温度场、风速场最均匀, 通风效率为 1.18, 通风效果最好。

【关键词】 温度场; 速度场; 通风效率

中图分类号 TM7/TU831 文献标志码 A

Simulation Study on Airflow Organization in Grid-Forming SVG Rooms

Qiu Cheng Chen Jun Gan Miao He Wenhao Li Boyu

(Power China Sichuan Electronic Power Engineering Co., Ltd, Chengdu, 610031)

【Abstract】 The valve body of a grid-forming SVG indoor unit generates significant heat, and it is essential to dissipate this heat to ensure its normal operation. Taking an SVG room in Chengdu as an example, this study employs CFD numerical simulation to analyze the ventilation performance of air conditioning systems under three different air supply and return vent arrangements: top-supply and bottom-return, bottom-supply and top-return, and top-supply and top-return. The research demonstrates that the bottom-supply and top-return scheme results in the most uniform indoor temperature and velocity fields, with a ventilation efficiency of 1.18, indicating the best overall ventilation effect.

【Keywords】 Temperature field; Velocity field; Ventilation efficiency

0 引言

构网型 SVG 具备电能流动监测与电压实时调节功能, 展现出更强的支撑能力、更优的电压恢复特性及更灵活的安装布置方式, 对于增强电网稳定性具有显著效果。在电网侧加装构网型 SVG 装置, 能显著提升电网的动态无功电压支撑能力, 从而进一步增强电网的稳定运行能力^[1]。

构网型 SVG 室的阀组发热量大, 为了排除阀组的发热量, 阀组设有水冷却系统, 冷却水可带走阀组的大部分热量。但是, 阀组的余热仍会通过流传热的方式散发到室内。为了排除室内余热, 使室内温度控制在一定的范围内, SVG 室需设置空

调系统。

杨洪雷^[2]通过改造风道、涂抹导热硅脂等方式解决 SVG 装置存在的散热不良问题。陈佳乐^[3]对既有 SVG 室热湿环境进行研究分析, 发现送、回风口位置会影响 SVG 室内的温度场和速度场。但未考虑不同送、回风布置方案下的 SVG 室内温度场和速度场。

因此, 本文以成都某 SVG 室为例, 采用计算流体力学方法 (Computational Fluid Dynamics, CFD)^[4], 分析上送下回、下送上回、顶送顶回布置方案下的 SVG 室空调系统通风效果。论文可为构网型 SVG 室空调系统的布置设计提供参考。

作者简介: 邱澄 (1999-), 男, 硕士研究生, 工程师, E-mail: qc75714@163.com

通讯作者: 陈军 (1974-), 男, 本科, 高级工程师, E-mail: 64881802@qq.com

收稿日期: 2025-10-21

1 SVG 室概况

SVG 室尺寸为 13.1m (长) × 25m (宽) × 13m (高), 室内设置 3 相阀组, 每相阀组尺寸为 5.6m (长) × 5.3m (宽) × 8.3m (高), 每相阀组由 8 根 1.7m 高的细长支柱支撑, 如图 1 所示。

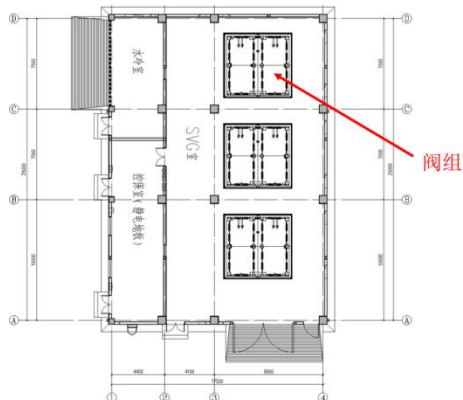
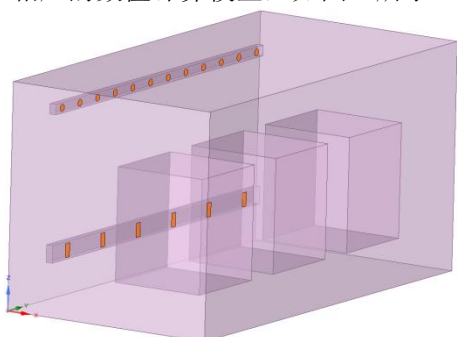


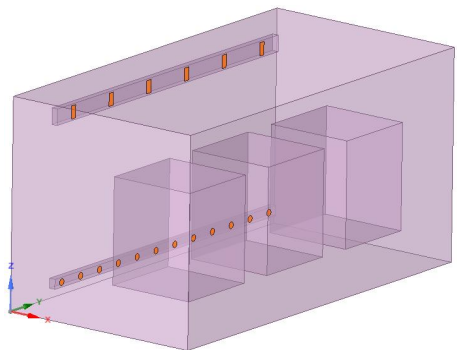
图 1 SVG 室平面布置图

Fig.1 SVG room layout plan

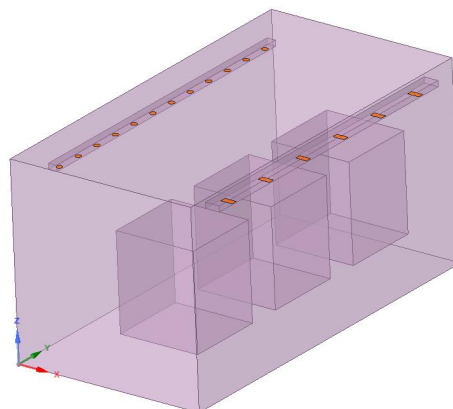
SVG 室冷负荷由阀组设备余热以及围护结构得热量组成, 通过厂家资料和负荷计算分析得到 SVG 室内冷负荷为 110.5kW。由于阀组支柱不散热且所占空间较小, 因此将阀组简化为 5.6m (长) × 5.3m (宽) × 6.6m (高) 的长方体。为分析不同送、回风口布置下的 SVG 室空调系统通风效果, 建立了相应的数值计算模型, 如图 2 所示。



(a) 上送下回



(b) 下送上回



(c) 顶送顶回

图 2 不同送、回风口布置方案

Fig.2 Different air supply and return outlet arrangement schemes

2 数值模型及评价指标

2.1 SVG 室数值计算模型

本文对 SVG 室内的温度、风速分布进行数值模拟, 由于室内空气连续流动且视为不可压缩理想气体, 根据质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律, 控制方程可以采用微分方程^[5]进行表示。

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\bar{U}\varphi) = \text{div}(\Gamma_\varphi \text{grad}\varphi) + S_\varphi \quad (1)$$

式中: $\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t}$ 为非稳态项, 若为稳态问题,

则该项为 0; $\text{div}(\rho\bar{U}\varphi)$ 为对流项; φ 为通用变量, 代表 μ 、 v 、 w 、 T 等求解变量; $\text{div}(\Gamma_\varphi \text{grad}\varphi)$ 为扩散项; Γ_φ 为广义扩散项, S_φ 为广义源项。

对计算模型做如下假设: (1) SVG 室内完全密封, 不存在与外界的空气交换; (2) 考虑重力因素, 采用 Boussinesq 密度^[6]假设, 在该假设下, 温度为密度差的唯一影响因素; (3) 忽略由流体粘性力做功引起的耗散热; (4) 忽略阀组表面与各壁面之间的辐射换热。

2.2 网格划分

网格的数量和质量不仅影响 CFD 的计算效率, 而且对模拟是否收敛、收敛速度和结果的准确性都有重要影响, 因此在计算前需要分析网格无关性。基于网格总数, 热源附近、送回风口附近网格局部加密等因素, 对于上送下回空调系统进行网格无关性分析。本文采用非结构化网格, 共研究了 3

种不同密度的网格系统来进行网格无关性验证,基本网格尺寸如表 1 所示。

表 1 网格模型设置汇总

Table 1 Summary of grid model settings

网格系统	热源附近 网格/m	送回风口附 近网格/m	最大网格 尺寸/m	网格总数 /万个
A	0.04	0.03	0.15	602
B	0.06	0.05	0.20	410
C	0.08	0.07	0.25	290

取平面 $Z=6.5\text{m}$ 和平面 $X=2\text{m}$ 交线上的测点进行速度、温度分析,如图 3 所示。290 万网格系统沿 X 轴向速度分布偏差最大为 0.22m/s 、温度偏差最大为 1.3°C , 410、602 万两种网格系统不同测点的速度偏差在 0.05m/s 以内、温度偏差在 0.35°C 以内。因此,在满足计算精度的基础上,为提高计算速度,选择 410 万网格系统作为后续数值模拟的网格模型。

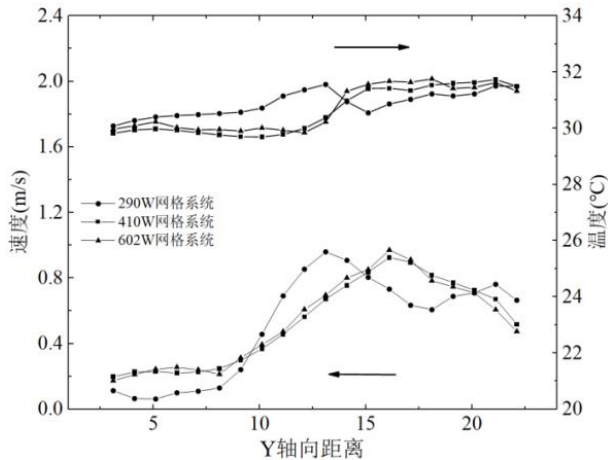


图 3 上送下回空调系统 1.7m 高度截面测点的温度和速度值

Fig.3 Temperature and velocity values at measuring points on the 1.7m height cross-section of the top-supply bottom-return air conditioning system

2.3 湍流模型的选取

Realizable $k-\varepsilon$ 模型^[7-9]更适用于模拟流线弯曲程度较大的流动,同时较其他模型而言,Realizable $k-\varepsilon$ 模型适用范围更为广泛,能得到相对较满意的计算结果。压力速度耦合方式为 SIMPLE 算法^[10]。

2.4 边界条件与评价指标

2.4.1 边界条件

SVG 室总冷负荷为 110.5kW ,按热流密度平均分配到阀组模型表面,面积指标为 182.23W/m^2 。

考虑稳态模拟,SVG 室内设计温度为 30°C ,送风温度 19.8°C ,计算得到总送风量 $32000\text{m}^3/\text{h}$,送风口和回风口分别为速度入口和压力出口边界条件。

2.4.2 评价指标

(1) 速度场与温度场

速度场、温度场被广泛用来评价高大空间通风空调系统的通风效果和降温能力^[11,12]。

(2) 温度效率

温度效率,又称通风效率^[13],是指通风空调系统排除室内余热的能力,采用式(2)计算。

$$E_T = \frac{t_p - t_s}{t_n - t_s} \quad (2)$$

式中: t_p 、 t_n 、 t_s 分别为排风温度、室内工作区的空气平均温度和送风温度, $^\circ\text{C}$ 。

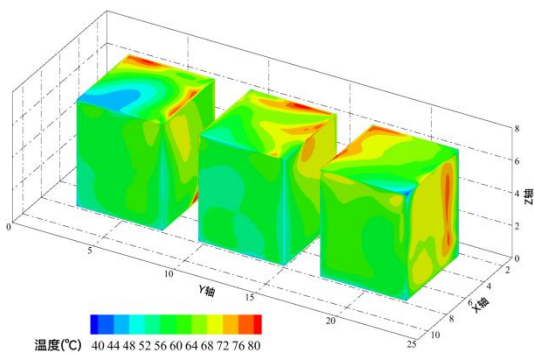
3 结果分析

对 SVG 室空调气流组织进行模拟时,由于 SVG 室内空调冷负荷的主要来源为设备散热,因而着重对阀组本体及其周围区域、送回风口所在平面的温度场和风速场进行分析。

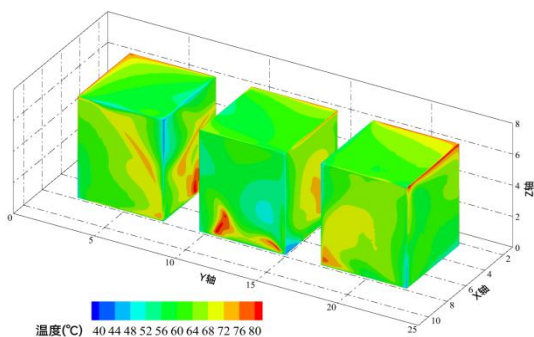
3.1 温度场与速度场

通过数值模拟计算得到阀体表面温度分布、过送风口的 SVG 室垂直断面空气温度分布、过送风口的 SVG 室垂直断面^[14]空气速度矢量分别如图 4、图 5、图 6 所示。

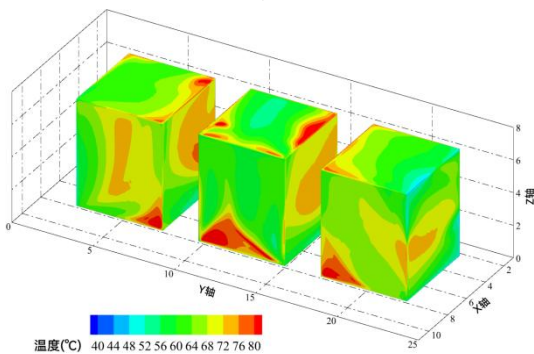
图 4 和图 5 通过对比上送下回、下送上回以及顶送顶回三种气流组织方案下的阀体表面温度及垂直断面温度分布。结果表明,下送上回方案不仅使室内整体温度分布更均匀,而且阀体表面的温度分布也更为均匀。而顶送顶回方案室内出现了局部高温,在阀体靠近送风口一侧形成了热积聚。因为下送上回方式将经过处理的冷空气直接从房间下部送入,利用冷空气密度较大的特性,形成了下部空气温度低、上部空气温度高的室内气流分布。这种气流分布能够均匀地带走阀体散发的热量,避免阀体出现局部过热现象。而上送下回方案中,送风口位于上方,回风口位于下方,冷空气下沉过程中直接冲刷阀体局部,导致阀体表面冷热不均;顶送顶回方案则因送、回风口均位于顶部,在送风口风速较大的作用下,送风口附近形成负压,卷吸周围热空气,导致送风口附近热空气积聚,使送风口一侧的空气温度较高。



(a) 上送下回

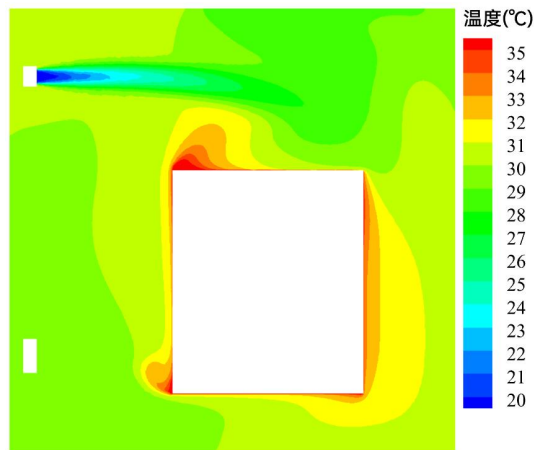


(b) 下送上回

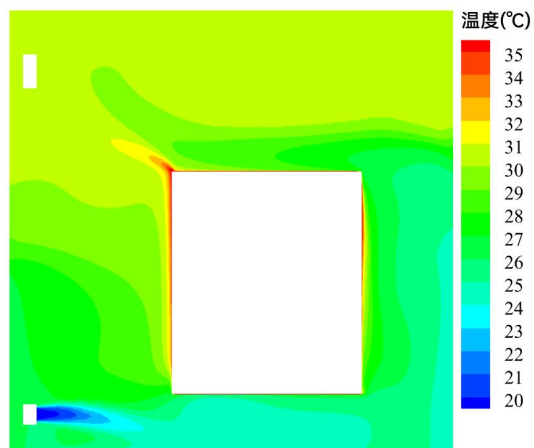


(c) 顶送顶回

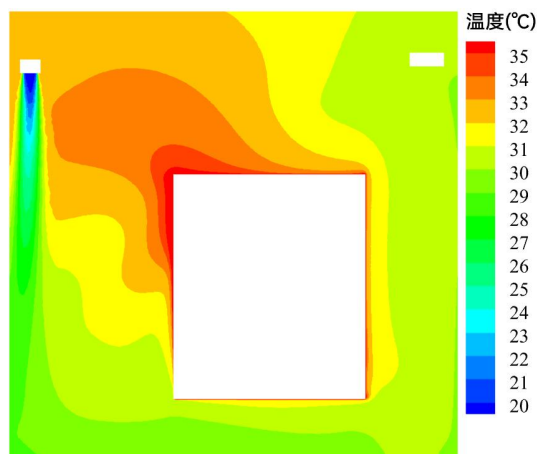
图 4 阀体表面温度
Fig.4 Valve surface temperature



(a) 上送下回

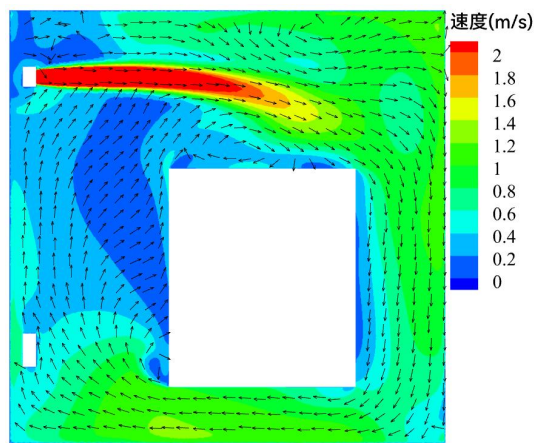


(b) 下送上回

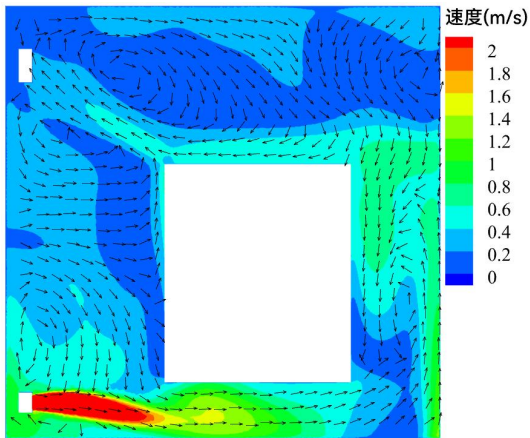


(c) 顶送顶回

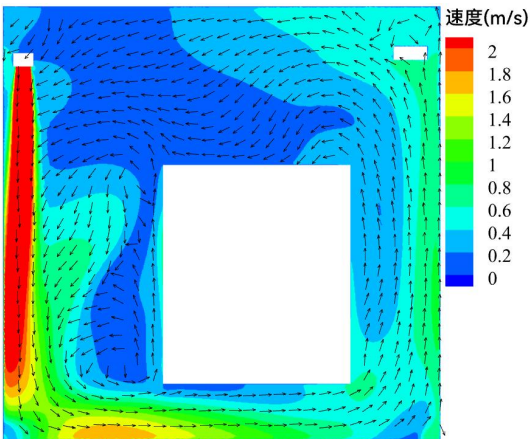
图 5 $Y=5.65\text{m}$ 处 (过送风口及阀体表面) 垂直断面温度
Fig.5 Vertical section temperature at $Y=5.65\text{m}$ (crossing air supply outlet and valve surface)



(a) 上送下回



(b) 下送上回



(c) 顶送顶回

图 6 Y=5.65m 处 (过送风口及阀体表面) 垂直断面速度矢量

Fig.6 Vertical section velocity vector at Y=5.65m (crossing air supply outlet and valve surface)

由图 6 可知,下送上回方案室内整体气流速度最小,冷风送进室内后与热空气在下部区域进行混合,混合过程减缓了气流速度,依靠热浮升力的驱动使混合气流缓慢上升。而上送下回和顶送顶回方案下室内出现了明显的空气环流,高速的冷空气射流从顶部向下或水平送出,具有较大的初始动量。冷空气射流在行进过程中不断卷吸周围的室内空气,形成明显的混合气流。混合气流到达地面(顶送顶回)或遇到墙壁(上送下回)时,流动方向发生改变,并流向位于上部(顶送顶回)或房间下部(上送下回)的回风口,从而在房间内形成了有组织的空气环流。

3.2 温度效率

通过计算得到不同送回风布置形式下的温度效率如图 7 所示。

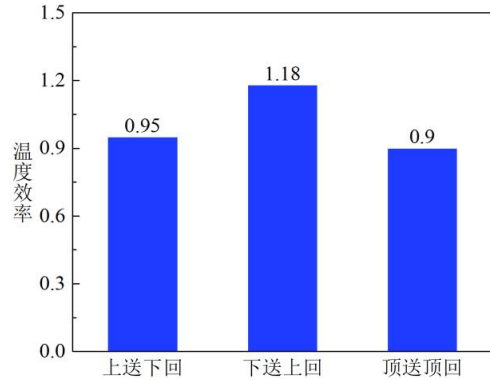


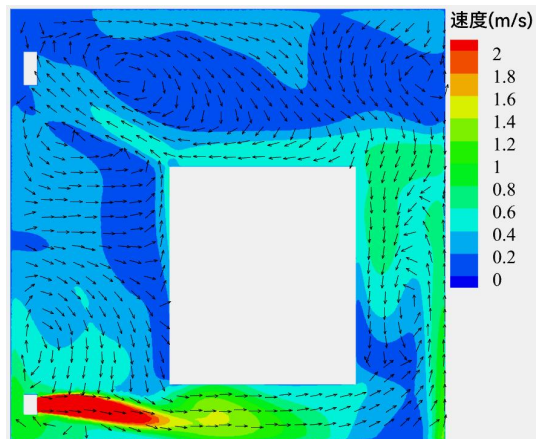
图 7 不同送回风布置下的温度效率

Fig.7 Temperature efficiency under different air supply and return arrangements

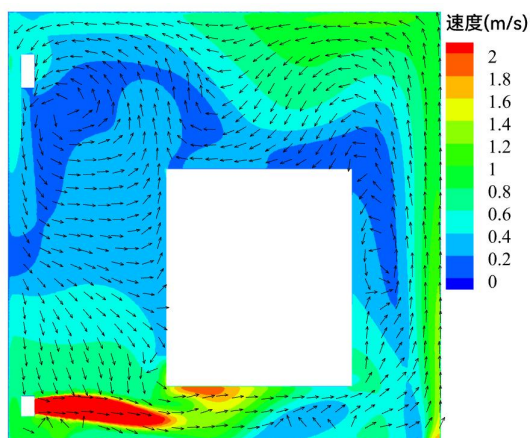
下送上回方案下的回风口布置在房间上部,利于室内热空气的排出,因此温度效率最高,为 1.18。上送下回方案下的温度效率为 0.95。顶送顶回方案下的温度效率最低;由于送风气流卷吸周围空气,使热空气聚集在送风口一侧的房间上部,热空气难以通过排风口排出。

3.3 不同送风温度下送上回方案对比分析

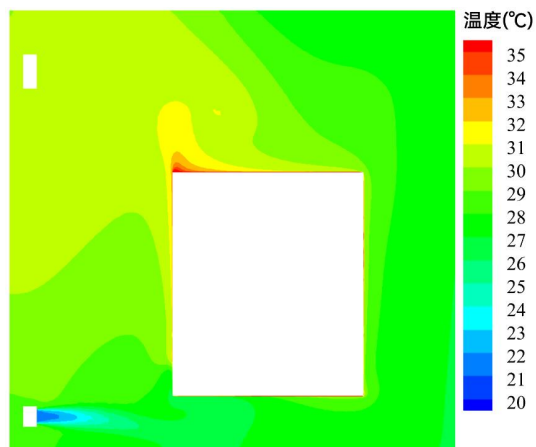
为考虑不同送风温度、送风量对室内气流组织的影响,选取三种方案中气流组织较好的下送上回方案进行分析,送风温度分别为 19.8℃、21.8℃、23.8℃,为维持相同的冷却能力,系统需要相应地增加送风量,相应的送风量分别为 32000m³/h、40000m³/h、52500m³/h。



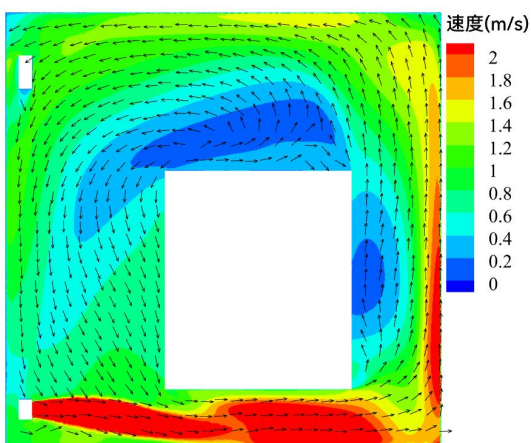
(a) 送风温度 19.8℃



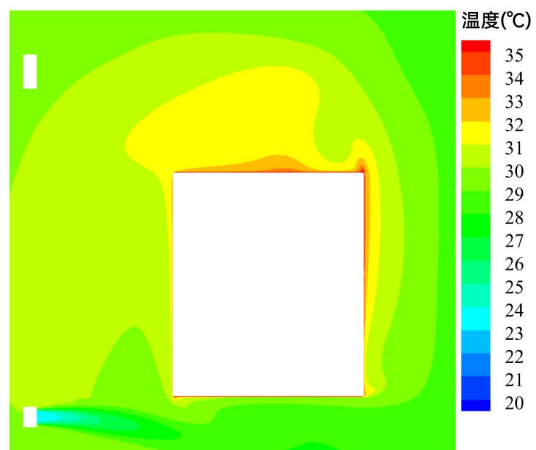
(b) 送风温度 21.8°C



(b) 送风温度 21.8°C



(c) 送风温度 23.8°C



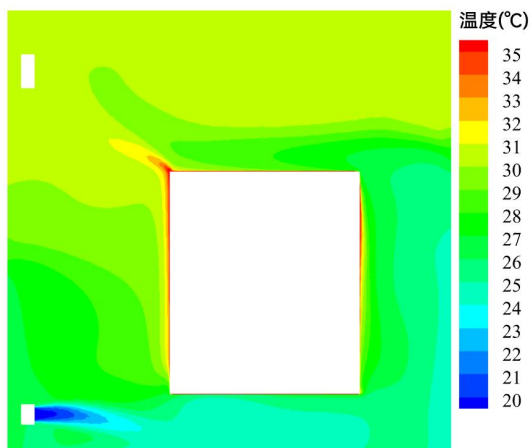
(c) 送风温度 23.8°C

图 8 不同送风温度下 $Y=5.65\text{m}$ 处 (过送风口及阀体表面) 垂直断面速度矢量

Fig.8 Vertical section velocity vector at $Y=5.65\text{m}$ (crossing air supply outlet and valve surface) under different supply air temperatures

图 9 不同送风温度下 $Y=5.65\text{m}$ 处 (过送风口及阀体表面) 垂直断面温度

Fig.9 Vertical section temperature at $Y=5.65\text{m}$ (crossing air supply outlet and valve surface) under different supply air temperatures



(a) 送风温度 19.8°C

由图 8 可知, 送风温度增加、送风量增加, 进入室内的空气初速度增加, 与周围的热空气混合之后会形成更加强烈的室内空气环流。

由图 9 可知, 室内空气温度和阀体附近的空气温度随送风温度的增加而增加, 因为送风温度较低时, 送风量较小, 空气以较低速度送入室内, 主要依靠热浮力驱动缓慢上升, 形成下部温度低、上部温度高的温度分布。而送风温度升高、送风量增加时, 室内空气环流更强烈, 使得室内的空气混合更均匀, 同时, 环流可能导致阀体自身散发的热空气还没有被及时排走, 热空气又加入到室内空气环流中, 从而使室内空气温度和阀体附近的空气温度升高。

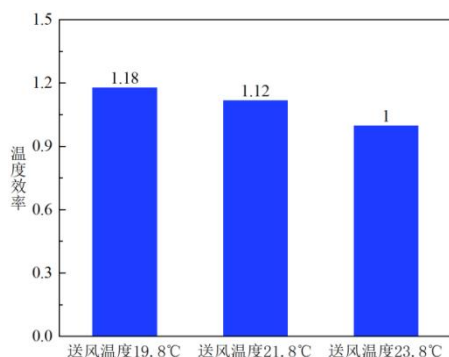


图 10 不同送风温度下的温度效率

Fig.10 Temperature efficiency under different supply air temperatures

由图 10 可知, 温度效率随着送风温度的增加而降低。结果表明: 在采用下送上回系统的工业空调场合中, 采用较低送风温度的运行方式, 不仅有利于维持设备区域的低温环境, 更能提升系统的整体能量利用效率。

4 结论

本文采用 CFD 数值计算方法对某构网型 SVG 室三种不同送回风口布置方案下的空调系统通风效果进行对比分析, 主要结论如下:

(1) 下送上回布置相比上送下回和顶送顶回布置, 不仅室内温度分布、阀体表面的温度分布更均匀, 且室内整体气流速度最小。

(2) 下送上回布置方案的温度效率最高, 能量利用效率最高。

(3) 在采用下送上回方案时, 采用较低的送风温度, 室内温度场更均匀以及能量利用效率更高。

综上所述, 针对发热量大的构网型 SVG 室, 下送上回的送回风口布置方案最能有效降低阀体表面温度, 通风效果最好, 且采取较低的送风温度能获得更均匀的温度场和更高的能量利用效率。

参考文献:

- [1] 构网型静止无功发生器 (SVG)[J]. 电力工程技术, 2025, 44(1): 2.
- [2] 杨洪雷. 浅谈光伏电站 SVG 装置通风散热的技术改造[J]. 电气技术与经济, 2022, (5): 128-130.
- [3] 陈佳乐, 徐琳. 变电站内 SVG 室热湿环境数值模拟[J]. 洁净与空调技术, 2021, (4): 31-35.
- [4] 赵彬, 林波荣, 李先庭, 等. 室内空气分布的预测方法及比较[J]. 暖通空调, 2001, (4): 82-86.
- [5] 李先庭, 赵彬. 室内空气流动数值模拟[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [6] 陈雨, 许志浩, 马国川. 关于自然通风 CFD 算法几点探讨[J]. 制冷与空调, 2011, 25(1): 78-81.
- [7] Yi W, Lei C, Yanqiu H, et al. Lateral ventilation performance for removal of pulsating buoyant jet under the influence of high-temperature plume[J]. Indoor and Built Environment, 2019, 29(4): 543-547.
- [8] Xiumin D, Dong X, Zhongkun W, et al. Improved buoyancy-driver hybrid ventilation system for multiple-heat-source industrial buildings[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2021, 26: 101059.
- [9] 谢海英, 张双, 关欣. 湍流模型和壁面函数对室内空气流动数值模拟的影响[J]. 上海理工大学学报, 2017, 39(1): 81-85.
- [10] Patankar S V. Numerical heat transfer and fluid flow[J]. Washington, 1980.
- [11] 林真国, 郭美晨. 特高压输电工程高端阀厅气流组织模拟与分析[J]. 电力电子技术, 2019, 53(4): 18-21.
- [12] 李慧. 换流站阀厅空调气流组织模拟分析[J]. 建筑热能通风空调, 2017, 36(1): 72-75.
- [13] 赵荣义, 范存养, 薛殿华, 等. 空气调节(第三版)[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1994.
- [14] 何娜萍, 肖国锋, 林雪, 等. 特高压柔性直流阀厅空调气流组织设计模拟研究[J]. 广东电力, 2021, 34(10): 95-103.