

文章编号: 1671-6612 (2020) 01-025-04

分层空调气流组织模拟及空调区负荷分析

范济荣 江宋标 龚思越 卢佑波

(广东省建筑设计研究院 广州 510627)

【摘要】 对高大幕墙空间分层空调的气流组织进行数值模拟计算。解析计算区域的温度场, 分析房间垂直温度变化规律, 判断气流组织的分层效果。通过工作区的平均温度求解空调区负荷与空气处理设备运行制冷量, 并总结其所占全室空调负荷比例的经验系数。

【关键词】 气流组织分析; 高大幕墙空间; 分层空调; 空调区负荷
中图分类号 TU83 文献标识码 A

Air Distribution Simulation of Stratified Air Conditioning and Load Analysis of Air Conditioning Area

Fan Jirong Jiang Songbiao Gong Siyue Lu Youbo

(Architectural Design and Research Institute of Guangdong Province, Guangzhou, 510627)

【Abstract】 In this paper, the numerical simulation of air distribution in high and large curtain wall space stratified air conditioning is carried out. Analyzing the temperature field in the calculating area, Judging the stratification effect of air distribution. The average temperature of the working area is used to calculate the load of the air conditioning area and the refrigeration capacity of the air handling equipment, and the empirical coefficients of the proportion of air conditioning load in the whole room are summarized.

【Keywords】 Air distribution analysis; High curtain wall space; Stratified air conditioning; Air conditioning load

作者(通讯作者)简介: 范济荣(1990.10-), 男, 硕士研究生, E-mail: 1530030399@qq.com
收稿日期: 2019-11-26

0 引言

高大中庭空间是建筑设计中营造一种与外部空间既隔离又融合的特有形式^[1]。中庭的设计常为了得到更多的透光率而使用大面积的玻璃幕墙^[2], 增大了阳光的辐射热, 导致室内热量激增, 易形成温室效率和烟囱效应^[3]。由于内部的复杂空间设计, 高大空间室内气流流动及传热过程十分复杂, 空调送风形成的气流组织较为复杂。

高大空间层高, 室内得热量大, 竖向温度梯度较大, 采用分层空调气流组织形式可以有效地实现气流分区^[4], 减少维持室内空气环境状态的冷耗, 减少空调能耗。而传统的空调设计方法是在室内环境参数基本一致的基础上发展起来的, 传统设计方法已无法满足要求^[5]。计算机技术作为理论和试验

研究的有力补充, 被广泛用于各类大空间建筑中。

1 数值计算模型

1.1 建筑空间

所研究的建筑空间位于塔楼顶部, 距地高235m处, 房间高度28m, 建筑面积为1050m², 室内有效容积为23674m³。外围护结构为不透风幕墙设计, 对外无可开启窗和进风百叶, 为封闭高大幕墙房间。

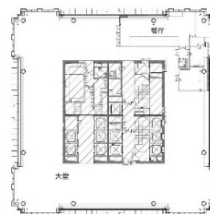


图 1 (a) 房间平面图

Fig.1(a) Room plan



图 1 (b) 房间剖面图

Fig.1(b) Room section

房间采用全空气一次回风空调系统形式, 选用送风量为 27000m³/h 的空气处理机组 2 台, 21000m³/h 和 12000m³/h 各 1 台, 为房间提供冷量。

1.2 CFD 计算模型

对所研究的建筑空间进行简化, 简化后建筑空间模型尺寸如图 2 (a)、2 (b) 所示。

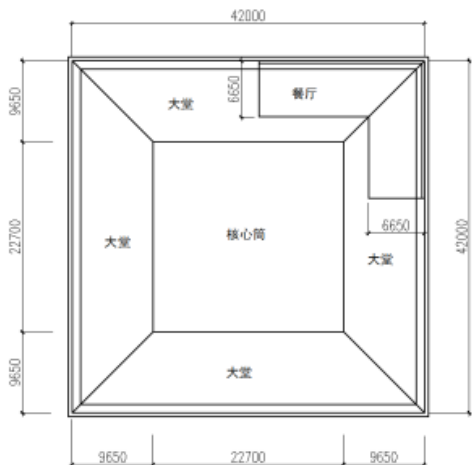


图 2 (a) 模型俯视图

Fig.2(a) Overhead view

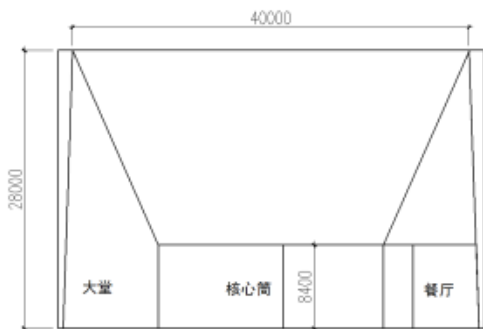


图 2 (b) 模型侧视图

Fig.2(b) Side view

参考设计日空调逐时负荷计算结果^[6], 工作区的热源包括人员散热、设备散热以及来自非空调区辐射转移热量, 设定值为 150kW; 建筑空间顶部 (倒梯台结构) 的热源包括照明散热、天窗得热, 设定值为 100kW; 各朝向幕墙设置的固定热源如表 1 所示。

表 1 各区域幕墙热源设定值 (单位: kW)

Table 1 Heat release rate of curtain in each area (unit: kW)

区域	东	南	西	北
低区 (0~8.4m)	12.6	25.1	31.8	11.1
中区 (8.4~16.2m)	8.0	10.9	14.0	10.6
高区 (16.2~28m)	8.7	14.1	20.1	13.6

送风口围绕核心筒布置, 共 28 个, 单个风口送风量为 0.85m³/s, 送风温度设为 14.6℃, 风口中心高度距地 7m。以排风比为 10%、15%、20%分别设定回风口、排风口的风量, 对三种气流组织方案的模拟结果进行比较分析。

1.3 合理性分析

所研究的房间中, 空调潜热负荷是由人员散湿形成的, 计算设计日空调逐时负荷计算, 潜热冷负荷只占室内空调冷负荷的 5.7%。另外, 模型设置的热源均为第二类边界条件 (固定热流), 其发热量不受计算域流体温度的影响。以温差与送风量的乘积 (替代焓差与送风量的乘积) 作为空调房间负荷, 其误差在可接受的范围内。

2 分析与求解

2.1 房间竖向温度梯度

排风口处竖向温度、速度云图如图 3 所示 (排风比为 10%)。从下往上房间的温度呈现由低到高的变化趋势。

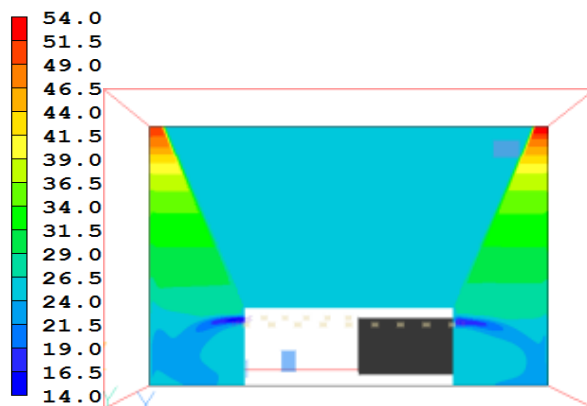


图 3 (a) 竖向温度云图 (°C)

Fig.3(a) Vertical temperature nephogram (°C)

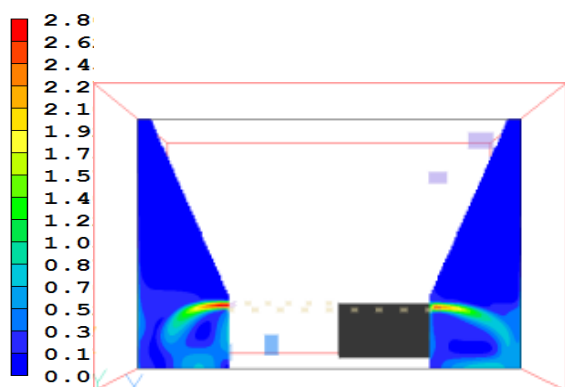


图 3 (b) 竖向速度云图 (m/s)

Fig.3(b) Vertical velocity nephogram (m/s)

在高度 6.5~8.0m 处(送风口中心高度 7.0m), 温度急剧上升, 上升值约为 1.9°C, 以送风口位置为分界线, 形成上下两个明显的气流分区。空调区的温度变化较小, 0~6m 区域平均温度上升值不足 0.4°C。

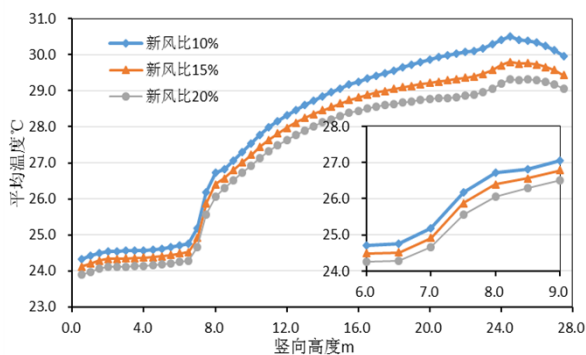


图 4 竖向温度分布曲线

Fig.4 Vertical temperature distribution curve

空调区平均温度基本维持不变, 非空调区呈现抛物线式的变化趋势, 这与蔡宁^[7]等人的研究结果规律相似。

2.2 分层空调区冷负荷

工作区温度等高度平均温度如表 2 所示, 排风量占比增加, 平均温度有所下降。

表 2 不同排风量时 0~2m 区域平均温度

Table 2 Average temperature of 0~2m area with each exhaust air volume

排风量占比	0.5m	1.0m	1.5m	2.0m
10%	24.33°C	24.42°C	24.50°C	24.54°C
15%	24.12°C	24.20°C	24.29°C	24.33°C

20% 23.90°C 23.98°C 24.07°C 24.11°C

以排风量占比为 10%为例, 工作区(高 0.9m) 温度、速度云图如图 5 所示。由送风温度与工作区(0~2m) 平均温度的温差与送风量的乘积来计算空调区分层空调负荷。空调区夏季分层空调冷负荷计算, 在进行设计时, 可采用经验系数法^[8], 即对分层空调建筑物按全室空调方法进行冷负荷计算, 然后乘以经验系数, 经验系数常由特定性质的高大建筑物经实测与计算得出, 通常取 0.5~0.85, 当缺乏数据时可取 0.7。

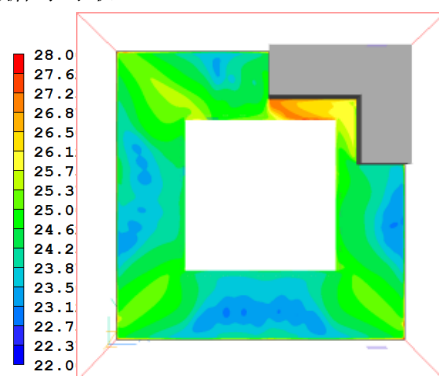


图 5 (a) 平面温度云图 (°C)

Fig.5(a) Planel temperature nephogram (°C)

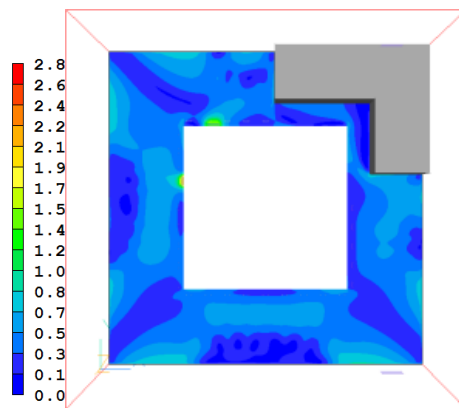


图 5 (b) 平面速度云图 (m/s)

Fig.5(b) Plane velocity nephogram (m/s)

根据模型设定的边界条件与求解得出的工作区平均温度, 可计算全空气系统的送风温差、空调区分层空调冷负荷以及负荷计算的系数。

表 3 不同排风量分层空调冷负荷计算

Table 3 Cooling load calculation of each exhaust air volume stratified air conditioner

排风量占比	送风温差	空调冷负荷	系数
10%	9.85°C	309.37kW	0.718
15%	9.63°C	302.67kW	0.703

20%	9.41℃	295.66kW	0.687
-----	-------	----------	-------

空调区的范围为 0~8m, 设置在空调区的热源为 230.6kW, 总热量为 430.6kW, 占比为 0.536。而模拟求解得出的经验系数约为 0.7, 大于模型设定的比例, 造成以上现象的主要原因是热空气自然对流向上运动, 低温送风气流到达靠近中庭区域带走室内冷负荷的同时与上升热气掺混^[9]。

排风比的增大则送入房间的冷空气经由非空调区排出的比例加大, 在一定范围内可以抵消非空调区对流传移的热量, 致使空调区的平均温度降低, 送风温度也随之减小。当经由非空调区排出的冷空气足够抵消对流传移的热量, 增加排风比则会表现为空调区的温度升高。

2.3 空气处理机组制冷量

在空调系统运行过程中, 房间的增加的排风量须在空气处理机组中加大新风量的补入来进行平衡。

室外计算干球温度为 34.2℃, 室内设计温度为 25℃, 排风比不同, 新、回风混风温度也不同。

表 4 不同排风量空气处理机组制冷量计算

Table 4 Refrigerating capacity of each exhaust air handling unit

排风量占比	混合温度	送风温度	制冷量
10%	25.92℃	15.15℃	338.27kW
15%	26.38℃	15.37℃	346.02kW
20%	26.84℃	15.59℃	353.46kW

由表 4 可知, 在设计工况下, 由于新风负荷增大, 在一定范围内增大排风比, 虽然可以降低空调区分层空调冷负荷, 但其空气处理机组的制冷量是增大, 不利于系统的节能。通过计算, 当室外计算干球温度低于 29℃时, 加大排风比(新风比)可降低空气处理机组的制冷量。

3 结论

(1) 高大幕墙空间的分层空调系统, 垂直温度分布整体呈现“下冷上热”的特点, 在送风口处温度有明显的跃升, 形成两个气流回路, 空调区与非空调区呈现不同的温度变化规律。

(2) 无外进风百叶的高大幕墙空间分层空调系统中, 在一定范围内顶部加大排风比, 其空调区的冷负荷减少, 所需送风温差变小, 但空气处理机组的制冷量加大。

(3) 该模型求解得出的空调区分层空调冷负荷占全室空调负荷比例的经验系统约为 0.7, 大于模型热源设置比例 0.536。非空调区约有 70kW 冷量通过对流方式转移到空调区。

参考文献:

- [1] 曾雄虎. 建筑中庭的设计运用探讨[J]. 甘肃水利水电技术, 2005, (2): 121-122.
- [2] 张勇, 余庄. 艺术的代价有多大?—试论玻璃屋顶的能耗问题[J]. 2004, 22(6): 68-70.
- [3] 于欣. 运用 CFD 对大型办公建筑高大中庭空间空调的数值模拟研究[D]. 北京: 北京建筑大学, 2017.
- [4] 黄华明. 珠三角商场中庭夏季热舒适性优化研究[D]. 广州: 广州大学, 2018.
- [5] 程远达, 杨晋明, 张兴惠, 等. 不同建筑分层空调系统风口布置的优化研究[J]. 暖通空调, 2018, (4): 100-107.
- [6] 黄绪镜. 百货商场空调设计[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1998.
- [7] 蔡宁, 黄晨. 大空间建筑分层空调冷负荷计算模型研究[J]. 南京工程学院学报(自然科学版), 2017, 15(3): 37-42.
- [8] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.
- [9] 王硕. CFD 技术在高大中庭热环境设计中的应用[J]. 建筑热能通风空调, 2016, 35(6): 77-78.