

文章编号: 1671-6612 (2023) 02-292-05

某数据机房地板送风+封闭冷通道方案研究

房电伟^{1,2} 邢哲理¹ 李宗新¹ 李 研¹ 龙洋波¹

(1. 军事科学院国防工程研究院 北京 100036;

2. 北京建筑大学 北京 100044)

【摘 要】 为分析某数据中心机房精密空调+地板送风+封闭冷通道方案的降温效果,采用计算流体力学(CFD)软件 Airpak 搭建了该机房的模型,研究机房内的温度分布特性及空调降温效果。结果表明,采用精密空调+地板送风+封闭冷通道方案,封闭冷通道及热通道平均温度均低于设计预期 $21\pm 1^\circ\text{C}$ 和 $32\pm 1^\circ\text{C}$,整体平均温度 28.5°C ,该空调方案能够满足设计要求,达到预期的降温效果。

【关键词】 数据中心机房;精密空调;地板送风;封闭冷通道

中图分类号 TU834 文献标识码 A

Research on the Scheme of Floor Air Supply + Closed Cooling Channel in a Data Room

Fang Dianwei^{1,2} Xing Zheli¹ Li Zongxin¹ Li Yan¹ Long Yangbo¹

(1. Research Institute for National Defense Engineering, Academy of Military Science PLA China, Beijing, 100036;

2. Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing, 100044)

【Abstract】 In order to analyze the cooling effect of precision air conditioning + floor air supply + closed cooling channel scheme in a data center computer room, a model of the computer room was built by using the computational fluid dynamics (CFD) software Airpak to study the temperature distribution characteristics and cooling effect of air conditioning in the computer room. The results show that the average temperature of the closed cold channel and hot channel is $21\pm 1^\circ\text{C}$ and $32\pm 1^\circ\text{C}$ lower than the design expectation, and the overall average temperature is 28.5°C . The air conditioning scheme can meet the design requirements and achieve the expected cooling effect.

【Keywords】 data center computer room; precision air conditioner; floor air supply; closed cooling channel

0 引言

在信息社会飞速发展的今天,数据中心作为集中放置的电子信息技术提供稳定运行环境的场所,越来越广泛的应用于国计民生之中。数据中心内的设备通常需要全年连续运行,这就需要空调系统连续服务,去除设备产生的多余热量。数据中心数量的高速增长直接带动了能耗的不断增加,单台机柜的容量越来越大,从最初的 $1.5\sim 3\text{kW}$ 发展到现在的 $10\sim 30\text{kW}$ ^[1],每台机柜的冷负荷也越来越大。根据工信部电信研究院调研统计数据,2015 年我国

数据中心耗电量已达到 1000 亿 kWh,已达全社会总用电量的 1.5%,相当于当年天津市的耗电量,而这个比例还在不断快速上涨^[2]。针对数据中心高冷负荷、高能耗的现状, Jinkyun Cho 等对气流组织中气流分配对空调效果的影响做了分析^[3],钱晓栋等根据数据中心空调系统使用中存在的问题分析了节能的方法和手段^[4],王韬从空调系统的安全性和节能性方面进行了分析^[5],高月芬等对冷通道封闭减少局部热点及提高送风温度进行了分析^[6],黄慧丽阐述了武汉某数据中心项目采用热回收机

作者简介:房电伟(1990.10-),男,学士,工程师, E-mail: fangdianwei@126.com

通讯作者:邢哲理(1986.09-),男,博士,工程师, E-mail: zheli86@sina.com

收稿日期:2022-06-26

组的节能措施^[7]。本文通过计算流体力学 (CFD) 软件 Airpak 搭建某数据中心机房的数值计算模型, 对精密空调+地板送风+封闭冷通道的空调及气流组织形式进行了分析和研究。

1 工程简介

该数据中心机房位于北京市, 夏季空调室外计算干球温度 33.5℃, 夏季空调室外计算湿球温度 26.4℃, 夏季通风室外计算相对湿度 61%, 空气密度 1.225kg/m³; 机房面积 404.7m², 净高 3.8m, 共设置 16 组机柜, 每组包含 10 台中密度机柜和 1 台布线列头柜, 每台机柜长×宽×高=1000×600×2000mm。机房冷负荷计算详如表 1 所示 (围护结构负荷忽略不计)。

机房冷通道封闭, 选用精密空调, 下送上回,

冷空气被送入高度 800mm 的活动地板静压箱, 通过地面送风口进入冷通道, 流经并冷却机柜后进入热通道, 无回风管道, 回风经热通道回至精密空调机组, 平面布置如图 1 所示。

表 1 机房冷负荷计算表

Table 1 Cooling load calculation table for data center computer room

用电设备	功率 (kW)	数量 (台)	用电量 (kW)	冷负荷 (kW)
中密度机柜	4.5	160	720	720
布线列头柜	2	16	32	32
照明、人员	照明 7.6kW+人员 2kW			
空调风机	5.5kW/台×8 台=44kW			
总冷负荷	805.6kW			

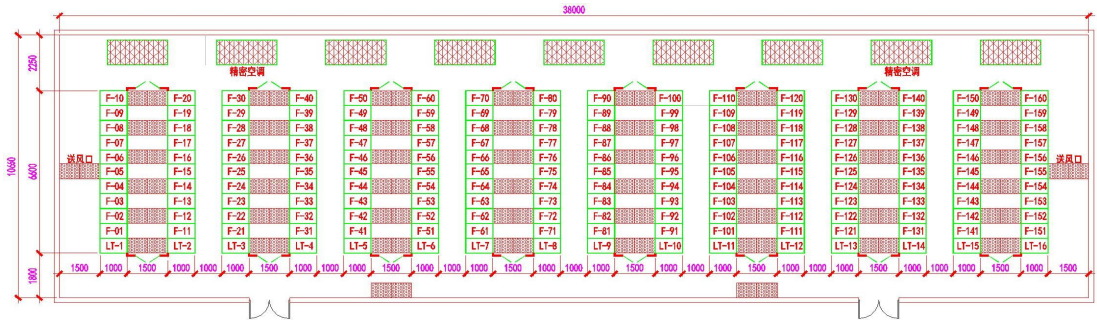


图 1 数据中心机房平面图

Fig.1 Plan of data center room

根据负荷计算, 选用显冷量 103kW、风量 22500m³/h 的恒温恒湿机房空调 9 台, 每台空调配有单冷盘管, 冷媒为 12~18℃冷冻水, 8 用+1 备模式运行, 功率 5.5kW/台, 机外静压 100Pa。

地板送风口风量及承载负荷计算: 每个送风口尺寸 750×600mm, 开孔率 40%, 风口送风风速 2.5m/s, 可负担 7.2kW 发热量, 送风温度 19±1℃, 沿程温升≤1℃。设计工况下, 机柜进风温度 21±1℃、热通道回风温度 32±1℃。

宽度方向 (0m~10.65m) 为 Z。

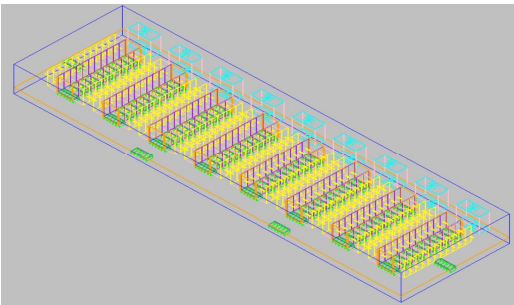


图 2 几何模型轴测图

Fig.2 Axonometric drawing of geometric model

2 模型建立

2.1 几何模型

采用计算流体力学 (CFD) 软件 Airpak 对数据中心机房的精密空调+封闭冷通道降温方案进行数值模拟研究, 根据机房实际尺寸通过 Airpak 建立几何模型, 图 2 为该模型的轴测图, 图中长度方向 (0m~38m) 为 X, 高度方向 (0~3.8m) 为 Y,

2.2 模型假设

本研究模拟机房内环境, 对模型做如下假设: (1) 假设室内空气为不可压缩流体; (2) 假设室内空气符合 Boussinesq 假设, 即密度仅受温度影响; (3) 该机房位于内部房间, 周围为走廊及其他房间, 且机房内设备发热量远大于局部隔墙传热

量, 假设壁面绝热; (4) 空调机组总送风量为 18 万 m^3/h , 送风温度为 18°C ; (5) 假设每个机柜的负荷按各层数据单元均匀分布。

2.3 数学模型

数据中心机房内采用空调送回风冷却机柜, 机房内气流实际上是湍流, 本文计算的方法主要是采用平均湍流能量模型 ($k-\varepsilon$ 双方程湍流模型), 控制方程为:

(1) 连续性方程

对不可压缩流体, 其流体密度为常数, 方程简化为 $\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$, u_i 为 i 方向的速度。

(2) 动量方程

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i$$

式中, ρ 为流体密度, p 为静压, τ_{ij} 为粘性张力, ρg_i 为 i 方向的体积力, F_i 为由热源引起的源项。

(3) 能量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) = \frac{\partial}{\partial x_i}(k + k_t) \frac{\partial T}{\partial x_i} + S_h$$

式中, k 为分子导热率, k_t 为湍流扩散引起的导热率, S_h 为体积热源。

2.4 边界条件

表 2 模型边界条件设定

Table 2 Model boundary condition setting

名称	边界条件
各冷通道南北两侧	封闭
各冷通道上侧	封闭
各冷通道下侧	12 个送风口, 总送风量 $20800\text{m}^3/\text{h}$, 出风温度 $19\pm 1^\circ\text{C}$
各机柜南北两侧	封闭
四周检修通道	8 个送风口, 总送风量 $13800\text{m}^3/\text{h}$, 出风温度 $19\pm 1^\circ\text{C}$
各空调底部送风口	送风量 $22500\text{m}^3/\text{h}$, 出风温度 18°C
各空调顶部回风口	压力出口

边界条件设置为: 每台中密度机柜散热量为 4.5kW , 该机柜中布置 9 台处理器, 处理器规格为 2U/台; 每台布线列头柜散热量为 2kW ; 机柜的冷通道一侧吸入处理后的冷空气, 热通道一侧排出热量交换后的空气; 每台空调散热量为 5.5kW , 由空调机组均匀散热至机房内; 机房外侧为走廊及其他

房间, 维护结构的传热量可不考虑; 人员仅检修时进入机房, 人员散热可不考虑; 其他边界条件如表 2 所示。

3 网格划分及模型求解

3.1 网格划分与无关性检验

本文模型网格划分采用六面体非结构化网格系统。与结构化网格相比, 非结构化网格对于复杂几何结构具有更强的适用性, 且便于对局部网格进行加密和修改, 模型的初始网格结构如图 3 所示。

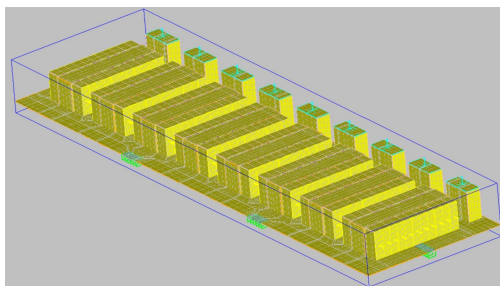


图 3 模型初始网格结构

Fig.3 Initial grid structure of model

基于 2.4 节提供的参数进行网格无关性检验。进行网格无关性检验时, 取 2.4m 高度处主要区域的 4 个面积中心点温度的平均值为指标。随着网格数量的增加, 相邻两网格数对应的该平均温度的差值越来越小, 结果如图 4 所示。当差值小于 0.5°C 时, 认为模拟的结果趋于稳定, 因此该工况的网格数取值为 55 万, 以进行后续的模拟计算。

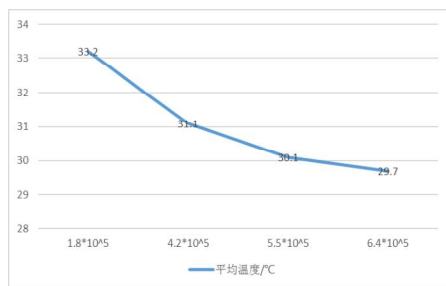


图 4 模型网格无关性检验

Fig.4 Model grid independence test

3.2 模型求解

Airpak 利用有限体积法, 把计算区域划分为离散的控制体积网格, 在每个控制体积上积分控制方程, 形成计算变量的代数方程。通过非结构化六面体网格的形式对数据机房进行网格划分, 模型网格数量 551850。图 5 所示为计算模型的收敛曲线, 迭代次数约 185 次, 速度和动量收敛值为 $10\text{E}-3$,

能量收敛值为 $10\text{E-}6$ 。

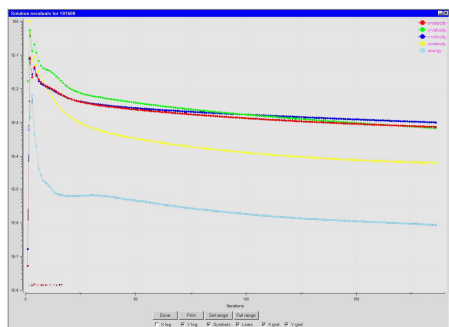


图 5 计算模型收敛曲线

Fig.5 Convergence curve of calculation model

4 结果与讨论

4.1 长度 X 方向温度分布特性

图 6 所示为 $X=7.75\text{m}$ 处温度分布云图, 该处截面位于第二个冷通道中间位置。由图可知, 封闭冷通道内温度相对均匀, 其平均温度约 20.1°C , 绝大部分区域相差不超过 1°C , 达到工程设计预期, 可给各机柜提供稳定的冷源环境。冷通道之外的温度分布不均匀, 机柜上方温度约 $30^\circ\text{C}\sim 34.2^\circ\text{C}$, 机柜右侧温度约 $28.3^\circ\text{C}\sim 30^\circ\text{C}$, 左侧温度约 $30.5^\circ\text{C}\sim 34.2^\circ\text{C}$, 高温区域主要集中在上部偏左的位置, 主要受空调回风口位置的影响和热浮升力及照明灯具散热的影响。

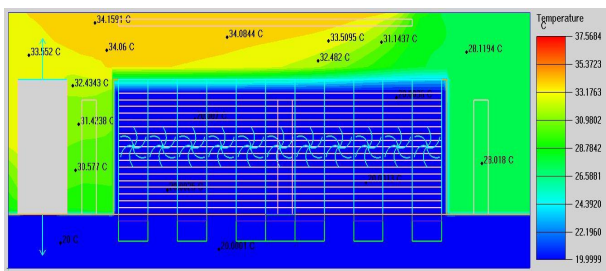


图 6 $X=7.75\text{m}$ 处 Y-Z 平面温度场分布云图

Fig.6 Cloud chart of Y-Z plane temperature field at $X = 7.75\text{m}$

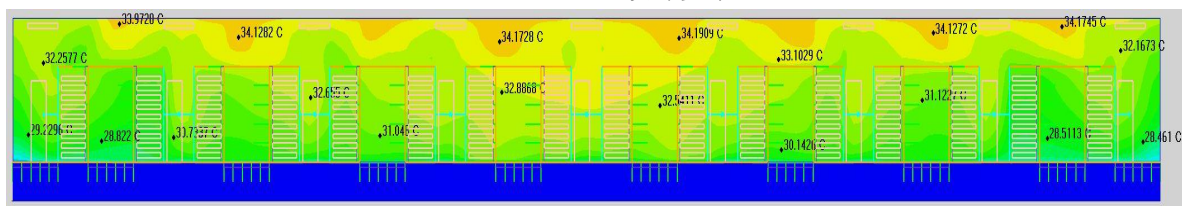


图 8 $Z=1.7\text{m}$ 处 X-Y 平面温度场分布云图

Fig.8 Cloud chart of X-Y plane temperature field at $Z = 1.7\text{m}$

图 7 所示为 $X=23.5\text{m}$ 处温度分布 (第 6 个热通道中间截面)。由图可以发现, 整个温度截面形成了机柜左侧区域温度高于右侧、上侧温度高于下侧, 温度最高区域存在于中间偏上的特点。其原因首先是机柜相向排风、空气受热浮升力影响以及上部照明灯具散热导致热通道偏上部温度较高; 其次是精密空调都位于最左侧, 热空气由右侧流向左侧, 图 7 较直观的反映出气流的大致流向; 再次是每一排机柜的低功率列头柜均位于机柜的最右侧, 同时房间的最右侧有地板送风口而左侧只有上部回风口, 所以就形成了温度左高右低、上高下低的分布特点。除去架空地板以下区域截面最低温度 27.5°C 左右, 最高温度约 34.8°C , 整体平均温度 29.3°C , 满足人员短暂停留的要求。

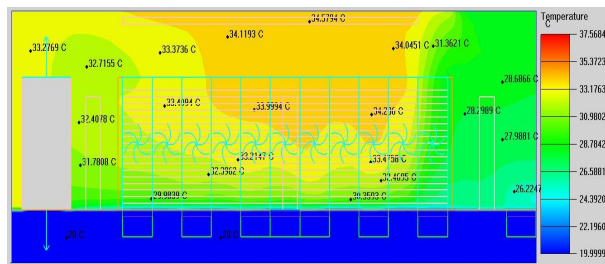


图 7 $X=23.5\text{m}$ 处 Y-Z 平面温度场分布云图

Fig.7 Cloud chart of Y-Z plane temperature field at $X = 23.5\text{m}$

4.2 宽度 Z 方向温度分布特性

图 8 所示为 $Z=1.7\text{m}$ 处温度截面, 该截面位于精密空调与机柜之间的通道的中间。从截面中可以看出, 由于受精密空调 8+1 布置形式、气流组织方式及空气热浮升力的影响, 温度分布呈下低上高的特点, 左右方向上大致以最中间热通道为基准对称分布, 从顶部向下延伸的 34°C 区域都是在空调回风口的上方。此区域未出现局部高温点, 整体在 28°C 至 34.5°C 之间, 平均温度为 29.3°C , 能够满足设计要求。

