



水平列阵布置的多联机空调室外机热环境模拟分析

魏晓雯, 姜 坪

(浙江理工大学建筑工程学院, 杭州 310018)

摘 要: 为了研究多联机空调室外机水平列阵布置间距对室外机的吸排气温度和机组性能等因素的影响, 通过对比三种型号的多联机空调室外机在不同水平列阵布置间距下的气流场, 对其热环境进行模拟。结果表明: 水平列阵布置间距受到室外机组尺寸的影响, 室外机组尺寸越大, 达到同样热环境的间距要求也越大; 当水平列阵布置间距大于等于 2.00 m 时, 机组吸气温度接近环境温度。结合不同水平列阵布置间距下的热环境结果, 综合考虑布置面积的大小, 提出了第一安装距离和第二安装距离的概念, 并拟合得到了第一安装距离和第二安装距离与室外机组体积的二次多项关系式。研究结果可为实际工程安装提供参考。

关键词: 多联机空调室外机; 水平列阵布置; 热环境; 数值模拟; 安装距离

中图分类号: TU831.4

文献标志码: A

文章编号: 1673-3851(2021)01-0149-08

Simulation and analysis of thermal environment of VRF air-conditioning outdoor units with horizontal array arrangement

WEI Xiaowen, JIANG Ping

(School of Civil Engineering and Architecture, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: In order to study the influence of horizontal array arrangement distance of VRF (variable refrigerant flow) air-conditioning outdoor units on the suction and exhaust temperature and unit performance, etc., the thermal environment was simulated and calculated by comparing the airflow field of three types of VRF air-conditioning outdoor units under different horizontal array arrangement distance. The results showed that the distance of horizontal array arrangement was affected by the size of outdoor units. The larger the size of outdoor units was, the larger the distance for the same thermal environment would be. When the distance between horizontal arrays was greater than or equal to 2.00 meters, the suction temperature of the unit was close to the ambient temperature. Considering the results of thermal environment under different horizontal array arrangement distance and the layout area, we put forward the concepts of the first installation distance and the second installation distance, and obtained the quadratic polynomial relationships between the first installation distance & the second installation distance and the outdoor unit volume by fitting. The research results can provide the reference for practical engineering installation.

Key words: VRF air-conditioning outdoor units; horizontal array arrangement; thermal environment; numerical simulation; installation distance

收稿日期: 2020-05-28 网络出版日期: 2020-08-07

作者简介: 魏晓雯(1997-), 女, 浙江杭州人, 硕士研究生, 主要从事建筑节能和建筑热环境方面的研究。

通信作者: 姜 坪, E-mail: jiangping@zstu.edu.cn

0 引言

近年来,随着空调拥有量的增加,全国空调能耗呈现持续增长的趋势。但是,中国建筑节能协会的数据^[1]显示,从2001年至2012年,每隔四年单位面积能耗年均增速相比单位面积空调保有量增速减缓50%,说明空调能效的提高有效缓解了单位面积能耗的上升速度,所以保证空调机组高能效比运行对建筑节能有着重要意义。然而,室外机摆放位置的不合理会直接引起空调机组能效比的下降。这是因为室外机所释放的冷凝热会使周围空气温度升高,引起热量与空气的流动^[2-3],不适宜的摆放位置会导致热气流不能被及时排走,容易被自身或者周围的设备外机吸入,形成气流短路,室外机的吸气温度随之升高,造成空调机组能效比的下降^[4]。周天泰等^[5]研究表明,在制冷工况下,冷凝器的进风温度每升高1.0℃,空调系统的COP就会下降3.0%;排风口局部温度超过45.0℃,有可能导致空调断电保护^[6]。如何在不影响空调机组正常运行的条件下,在有限空间内布置多台室外机,是多联机空调系统运行中亟待解决的问题之一。因此,研究室外机运行情况下与周围环境的换热情况并优化空调室外机布置方案,对指导工程设计有重要意义。

目前,国内外学者对空调室外机运行热环境的研究主要集中在以下几个方面:研究室外环境参数、室外机各面与周围遮蔽物的距离、室外机在竖直方向上的堆叠高度及水平方向上的摆放间距对室外机吸气温度的影响,并提出优化方案。蒋悦波^[7]研究了不同的室外环境对室外机热环境的影响,模拟结果表明:当室外温度变化时,室外机周围的气体流动状态变化不大,室外机的吸排气温度会有一定变化,但是室外机周围温升几乎不随环境温度的变化而变化。黄生云等^[8]利用Airpak模拟三种不同的优化方案下的室外机热环境,即通过凹槽增强室外机的侧面进风、将上下层室外机错位摆放和去层摆放(将部分楼层的室外机改在避难层摆放),以上方案均对气流的热浮升效应起到了削弱作用,在一定程度上改善了室外机运行条件。张景等^[9]利用CFD模拟对比分析了优化列阵前后的气流组织结果,研究表明:室外机间距取大于1.66m时,室外机就可获得温度较低的进风;若在水平间距增大受限时,可以将室外机升高,以获得温度较低的进风。张剑^[10]利用CFD模拟分析了不同布置下的室外机进风温度,优化了实际工程中三台室外机直线排布的摆放条件:

在周围无墙的敞开环境下,有限空间内不严重影响室外机性能的机组最小间距为0.20m;若将机组布置成三排三列时,在周围无墙的敞开环境下,不严重影响室外机性能的机组最小间距为0.80m。Duan等^[11]的模拟结果表明:增加相邻室外空调机组之间的距离可使室外机吸气温度降低,机组间距为0.30m时的机组吸气温度比0.70m间距时的吸气温度高4.5℃。

当室外机周围有外墙遮蔽时,可能存在通风不良的隐患,也会影响机组的运行性能。Shi等^[12]利用CFD模拟封闭环境下空调室外机的换热情况,发现最差的安装条件会导致进风温度升高7.5℃,制冷量下降9.1%,系统COP降低18.0%。Avara等^[13]研究了在三种不同宽度尺寸的天井空间中,室外机吸气温度随距侧墙距离的变化规律,并得出了在不同宽度尺寸的天井空间中室外机距侧墙的最佳距离。Ryu等^[14]用数值模拟的方法,研究了空调室外机距墙的最佳布置距离比。印书红等^[15]对无锡地铁控制中心大厦的多联机室外机进行CFD模拟,研究表明:当成排机组平行布置时,相邻成排机组之间的间距应大于等于0.80m;将机组安装在离地0.60m的架空支架上,可改善机组的换热情况。金梧凤等^[16]研究发现:建筑凹槽内两台室外机水平安装时,最佳间距为0.07m;上下竖直安装时,最佳间距为0.15m。

目前对于多联机空调系统室外机热环境模拟的研究大多着重于竖直方向,实际工程中空调系统室外机大多布置在设备平台或者屋顶上,在水平方向上集中布置的研究尚不够完善。而且现有研究只是给出某一特定机组的最小布置间距,并没有针对不同型号的机组依次给定合理安装间距,所以工程安装只能根据经验进行,没有明确的理论依托^[17]。本文利用Gambit软件进行建模及网格划分,同时采用FLUENT软件进行数值模拟,对夏季制冷工况下,水平列阵布置的多联机空调室外机在不同机组间距(横向距离和纵向距离)下运行的热环境进行分析,比较三种机组的模拟结果,归纳水平列阵布置时多联机空调室外机周围流场的分布规律,并得出水平列阵布置时的合理安装间距,为机位设计提供参考。

1 计算模型

为了对多联机空调室外机的热环境进行数值模拟,首先需要建立多联机空调室外机与周围环境换

热的计算模型、设置边界条件, 并进行网络无关性验证。

本文将多台室外机排布成三排三列的形式, 在这种情况下, 周围机组仅有一个或两个面受到别的机组的影响, 这与室外机呈单排或双排布置时机组换热情况较为一致。而中间机组的三个进风面均受到周围机组的影响, 换热效果最不理想, 此时中间

机组能反映多排列阵布置时中间部位机组换热情况。所以三排三列的布置方式综合考虑了不同位置机组的进风面受周围机组运行的影响情况, 可以适用于多排列阵布置的情况。

1.1 物理模型的建立

室外机共采用三种不同的机组, 其型号及有关参数等如表 1 所示。

表 1 室外机型号及有关参数

机组序号	型号	尺寸(宽×深×高)/m	风机出口直径/m	制冷量/kW	制热量/kW	制冷剂
A 机组	GMV-Pd250 W/NaB-N1	0.93×0.77×1.67	0.75	25.0	27.5	R410a
B 机组	GMV-504 W/A	1.34×0.77×1.74	0.75	50.4	56.5	R410a
C 机组	DLR-730W5/DCM3-ARVX	2.35×0.77×1.60	0.70	73.0	81.5	R410a

首先, 应用 Gambit 软件按照表 1 所示的多联机空调室外机外形尺寸, 建立室外机的物理模型, 九台室外机的摆放位置如图 1 所示, 其中: 深灰色部分为室外机外壳, 浅灰色部分为室外机进风面, 上部圆柱体为排风风机。空气从室外机入口吸入, 与盘管内的制冷剂进行热量交换, 最后在排风风机的动力驱动下, 从顶部的排风口吹出。

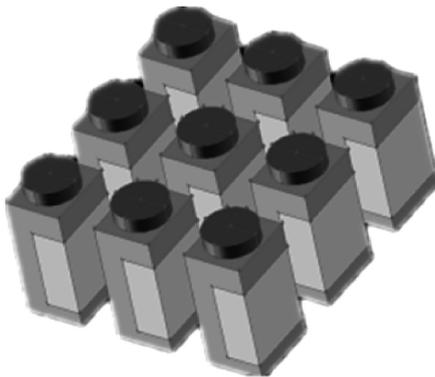


图 1 九台室外机列阵布置示意

室外机散热量为空制冷量和输入功之和, 每台机组的热源散热量: A 机组为 30.8 kW, B 机组为 65.7 kW, C 机组为 92.3 kW。针对三种不同机组设置了不同大小的计算流体域, A 机组列阵的计算流体域为 10.00 m×9.00 m×3.00 m, B 机组列阵的计算流体域为 12.00 m×9.00 m×3.00 m, C 机组列阵的计算流体域为 15.00 m×9.00 m×3.00 m。

1.2 数值模型的选择

应用 Gambit 软件, 对物理模型进行网格划分, 冷凝器及排风风机区域采用的网格划分格式为 Cooper 方案与 Hex/Wedge 单元的组合, 计算流体域及机组壳体区域采用的网格划分格式为 TGrid 方案与 Tet/Hybrid 单元的组合。根据三维不可压缩流体流动的 Navier-Stokes 方程, 室外机周围的

气体属于湍流流动, 故采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型方程, 在能量方程中附加体积热源模拟冷凝器的散热, 空气密度的改变主要由温度变化造成, 不考虑压强等因素对流体密度的影响^[18-19]。采用 SIMPLE 算法对压力场和速度场耦合求解, 动量方程和能量方程采用二阶迎风格式离散, 压力项采用 PRESTO! 离散^[20], 适用于压力急变的流动。

标准 $k-\epsilon$ 湍流模型中湍动能 k 方程和湍流耗散率 ϵ 方程分别为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon + S_k \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (2)$$

其中: ρ 为空气密度, kg/m^3 ; k 为空气紊流动能, J ; t 为时间, s ; x_i 和 x_j 为坐标位置; u_i 和 u_j 分别为 x_i 和 x_j 坐标方向上的空气流速, m/s ; μ_i 为动力黏度, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$, 取 $0.09 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$; ϵ 为紊流动能耗散率, $\%$; G_k 为由平均流速梯度产生的湍流动能, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$; σ_k 为 k 方程的湍流普朗特数, 取 1.0; σ_ϵ 为 ϵ 方程的湍流普朗特数, 取 1.3; $C_{1\epsilon}$ 为经验常数, 取 1.44; $C_{2\epsilon}$ 为经验常数, 取 1.92; S_k 为自定义源项; S_ϵ 为自定义源项。

1.3 边界条件的设置

壁面边界条件: 机组的金属外壳与计算流体域的下部(地面)设置为无滑移固体壁面边界条件。

压力出口边界条件: 计算流体域的上部及四周设置为压力出口边界条件, 温度设置为环境温度, 出口静压设置为 0 Pa。

内部界面:室外机换热器的入口及出口、排风风机的入口及出口设置成内部界面。其中室外机换热器表面设置为多孔介质和热源区域,换热器的三个进风面的粘性阻力系数和惯性阻力系数都是相等的,粘性阻力系数取 $2.11 \times 10^7 \text{ m}^{-2}$,惯性阻力系数取 300 m^{-1} ,孔隙率取 0.8。

风扇边界条件:室外机排风风机采用风扇边界条件,设置风扇吹风方向和压力阶跃来定义排风风机,风扇吹风方向竖直向上,压力阶跃定为常数。不同的机组压力阶跃设置也不同:A 机组排风风扇的压力阶跃值为 50 Pa,满足室外机额定排风量 $11400 \text{ m}^3/\text{h}$;B 机组排风风扇的压力阶跃值为 82 Pa,满足室外机额定排风量 $16000 \text{ m}^3/\text{h}$;C 机组排风风扇的压力阶跃值为 65 Pa,满足室外机额定排风量 $26000 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

1.4 模拟计算条件的设置

为了对模型进行一定简化,模拟时做以下几点假设:

a) 室外机周围无墙。

b) 九台多联机室外机所放出的热量是相同的,且室外机的散热是一个稳态过程。

c) 夏季工况下,室外温度设置为 $36.0 \text{ }^\circ\text{C}$,忽略风和热辐射的影响,即计算流体域的初始风速为 0.00 m/s ,流体域内空气的流动由机组运行所引起,同时不考虑太阳辐射及地面辐射对温度场的影响。

d) 忽略壁面的热传导。

1.5 网格无关性验证

数值模拟的结果应与网格数量无关,为了排除网格数量对计算准确性的影响,对多联机室外机的散热模型进行网格无关性验证。以 A 机组室外机间距为 0.50 m 的情况为例,分别选取 98 万、154 万、445 万的网格数进行模拟,通过比较不同网格数下中间机组的平均排气温度,选择合适的网格数,相邻网格方案下中间机组的平均排气温度如表 2 所示。从表 2 中可以看出,98 万网格与 154 万网格中间机组平均排气温度相差为 1.40% ,154 万网格与 445 万网格的模拟结果相差仅有 0.23% ,由此认为,154 万网格已经可以满足工程计算需求,无须再对网格进行细化,因此本算例中选择 154 万的网格数对多联机室外机的散热模型进行数值模拟。

表 2 不同网格数量下的模拟结果

网格数量/万	中间机组平均排气温度/ $^\circ\text{C}$	相邻网格方案相对偏差/%
98	42.2	—
154	42.8	1.40
445	42.9	0.23

1.6 多联机室外机模拟方法的试验验证

文献[10]研究了多台多联机室外机与环境空气换热的情况,三台多联机空调室外机呈直线布置,机组 1、3 的外形尺寸(宽 \times 深 \times 高)为 $0.88 \text{ m} \times 0.88 \text{ m} \times 1.37 \text{ m}$,风机出口直径为 0.73 m ,机组 2 的外形尺寸(宽 \times 深 \times 高)为 $0.74 \text{ m} \times 0.88 \text{ m} \times 1.37 \text{ m}$,风机出口直径为 0.57 m 。三台机组距离后墙 1.30 m ,其余三面均无墙体阻挡,机组间距分别为 0.43 m 和 0.45 m 。现场测试时,室外环境温度为 $25.6 \text{ }^\circ\text{C}$,因为温度较低,房间冷负荷较小,所以在实验测试过程中机组 1 不工作,机组 2、3 运行。在机组 2、3 中间位置沿竖直方向布置测点,测点 1—3 距离地面高度分别为 0.34 、 0.69 m 和 1.03 m 。

对室外机摆放安装的情况进行验证,在 Gambit 中建立机组模型,计算流体域的大小为 $10.00 \text{ m} \times 5.00 \text{ m} \times 3.00 \text{ m}$,因机组 1 在测试过程中处于停机状态,不会释放热量,所以在进行计算模拟的时候不对其施加热源,机组 2、3 按照 50% 的负荷情况考虑,机组 2 的热源散热量为 7 kW ,风扇的压力阶跃为 34 Pa ,机组 3 的热源散热量为 10 kW ,风扇的压力阶跃为 22 Pa 。室外温度设为 $25.6 \text{ }^\circ\text{C}$,网格划分方式、计算模型的选择、其余边界条件和假设同本文 1.2—1.4 节相同。通过对三个测点温度的试验值与模拟值进行对比,对比结果如表 3 所示。从表 3 中可以发现:通过本文的数学模型和模拟方法所得到的温度场与试验结果吻合度较好,三个测点温度值的相对偏差均小于 3.00% ,所以可以认为数学模型的建立和计算方法的选择是合理的。

表 3 机组间三个测点温度试验值与模拟值对比

测点	试验温度/ $^\circ\text{C}$	模拟温度/ $^\circ\text{C}$	相对偏差/%
点 1	25.8	26.5	2.71
点 2	26.4	27.0	2.27
点 3	26.8	27.5	2.61

2 模拟结果及分析

利用 FLUENT 软件模拟多联机空调室外机水平列阵布置时的温度和速度分布,分析多联机空调室外机在不同机组间距下运行的热环境,比较三种机组的模拟结果,归纳水平列阵布置时多联机空调室外机周围流场的分布规律,综合考虑机组布置面积的大小,提出了第一安装距离和第二安装距离的概念,并得出了两个安装距离与室外机组体积的拟合关系式。

2.1 模拟举例

图 2(a)–(b) 分别是 A 机组室外机组间距(横向距离和纵向距离)为 0.50 m 时的温度场及速度场。由温度场可以看出,中间机组的温度情况最恶劣,其三个吸气口的温度都比周围机组高,故将其平均吸气温度作为评价标准之一,中间机组平

均吸气温度为 37.9 °C,平均排气温度为 42.8 °C;周边机组平均吸气温度为 36.7 °C,平均排气温度为 41.8 °C。由速度场可以看出,九台机组的排风口的速度分布几乎无差别,这是因为排风风机的压力阶跃值保持恒定,所以每一台机组的排风量几乎不变。

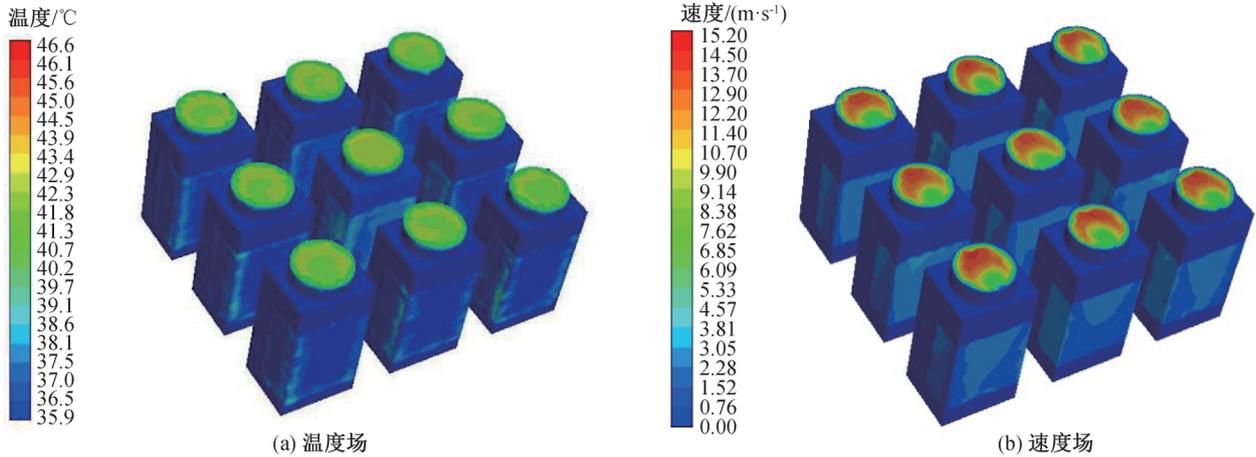


图 2 机组间距为 0.50 m 时 A 机组室外机的温度场和速度场

2.2 三种机组的模拟结果

分别在 FLUNET 中模拟出各机组间距为 2.00、1.70、1.40、1.10、0.90、0.70、0.50、0.40、0.30、0.20、0.10 m 时的温度场,三种机组在各机组间距下的机组吸排气温度如表 4—表 6 所示。三种机组在各机组间距下的机组平均吸气温度折线图如图 3—图 5 所示。

通过模拟结果可知,通过室外机的空气的质量流量随着机组间距的减小变化不大,每一台室外机的总进风量几乎不变。但随室外机机组间距的减小,室外

机的平均吸气温度和平均排气温度均呈现上升的趋势,中间机组的吸排气温度升高最为明显,这是因为中间机组的三个进风面与周围机组相邻,机组间距越小,散热空间也随之减小,越不利于外界环境的低温气体与室外机排出的高温气体进行换热。在外部流场中,室外机进风面处为负压,风机排风口处为正压,因机组间距的减小,室外机排出的热量并不能及时与周围环境进行换热,进风面周围的负压会导致排出的热量重新进入室外机,导致热量回流现象的发生,这也是机组间距会影响室外机热环境的最主要的因素。

表 4 A 机组随机组间距变化的各机组进排风温度

机组间距/m	中间机组进排风温度/°C		周边机组进排风温度/°C	
	吸气温度	排气温度	吸气温度	排气温度
2.00	36.2	39.8	36.0	39.4
1.70	36.5	40.5	36.1	39.7
1.40	36.8	41.2	36.2	40.2
1.10	37.1	41.8	36.3	40.7
0.90	37.3	42.1	36.4	41.0
0.70	37.6	42.5	36.5	41.4
0.50	37.9	42.8	36.7	41.8
0.40	38.4	43.3	37.0	42.2
0.30	38.9	43.6	37.3	42.7
0.20	39.4	44.3	37.5	43.1
0.10	41.5	46.0	37.8	43.6

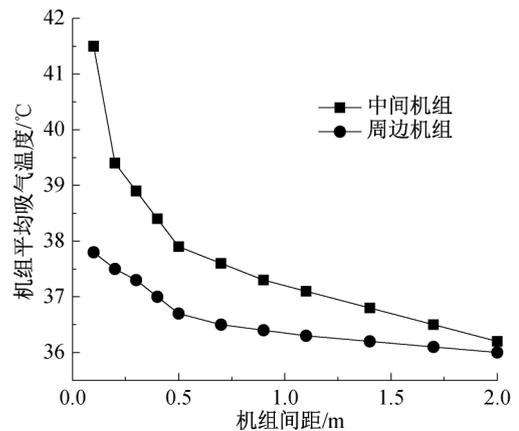


图 3 A 机组随机组间距变化的平均吸气温度

表5 B机组随机组间距变化的各机组进排风温度

机组间距/m	中间机组进排风温度/°C		周边机组进排风温度/°C	
	吸气温度	排气温度	吸气温度	排气温度
2.00	36.3	40.1	36.1	39.6
1.70	36.7	40.7	36.3	40.1
1.40	37.2	41.6	36.5	40.5
1.10	37.7	42.3	36.8	41.1
0.90	38.3	42.7	37.0	41.6
0.70	38.9	43.1	37.2	42.1
0.50	40.1	43.7	37.5	42.5
0.40	40.7	44.3	37.7	42.8
0.30	41.4	45.1	37.9	43.1
0.20	42.4	46.3	38.3	44.0
0.10	43.5	47.6	38.6	44.9

表6 C机组随机组间距变化的各机组进排风温度

机组间距/m	中间机组进排风温度/°C		周边机组进排风温度/°C	
	吸气温度	排气温度	吸气温度	排气温度
2.00	36.3	41.5	36.1	39.9
1.70	37.0	42.2	36.2	40.4
1.40	37.5	43.0	36.4	41.3
1.10	38.1	43.9	36.5	42.0
0.90	38.7	44.7	36.7	42.6
0.70	39.8	45.4	37.0	43.3
0.50	40.8	46.5	37.3	44.1
0.40	41.7	47.5	37.6	44.7
0.30	42.5	48.6	38.0	45.5
0.20	43.2	49.1	38.5	46.4
0.10	43.9	49.9	38.9	47.1

A 机组列阵的室外机的间距为 0.50 m 时,中间机组的吸气温度为 37.9 °C(比周围环境温度高 1.9 °C,比周边机组的吸气温度高 1.2 °C)。从图 3 中可以看出,中间机组平均吸气温度在 2.00~0.50 m 时的斜率变化较小,但在 0.50~0.40 m 处斜率变大,因此考虑将 0.50 m 作为室外机间距的一个安装距离,在此称作第一安装距离。当室外机的机组间距为 0.20 m 时,中间机组的吸气温度为 39.4 °C(比周围环境温度高 3.4 °C,比周边机组的吸气温度高 1.9 °C);当机组间距缩小为 0.10 m 时,吸气温度将会大幅升高 2.1 °C,从图 3 也可以看出,中间机组平均吸气温度在 0.20~0.10 m 处斜率变大,因此考虑将 0.20 m 作为室外机间距的另一个安装距离,在此称作第二安装距离。

B 机组列阵的室外机的间距为 0.70 m 时,中间机组的吸气温度为 38.9 °C(比周围环境温度高 2.9 °C,比周边机组的吸气温度高 1.7 °C)。从图 4 中可以看出,中间机组平均吸气温度在 2.00~0.70 m 时的斜率变化较小,但在 0.70~0.50 m 处斜率变大,因此考虑将 0.70 m 作为室外机间距的一个安装距离,在此称作第一安装距离。当室外机

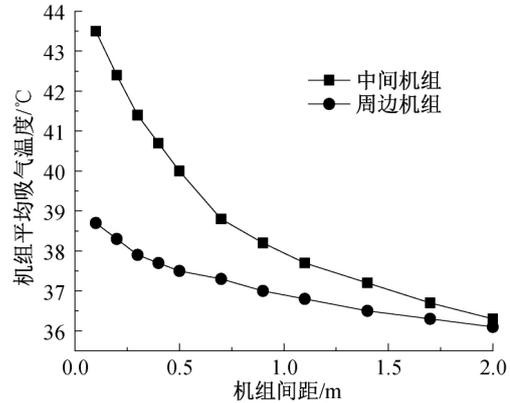


图4 B机组随机组间距变化的平均吸气温度

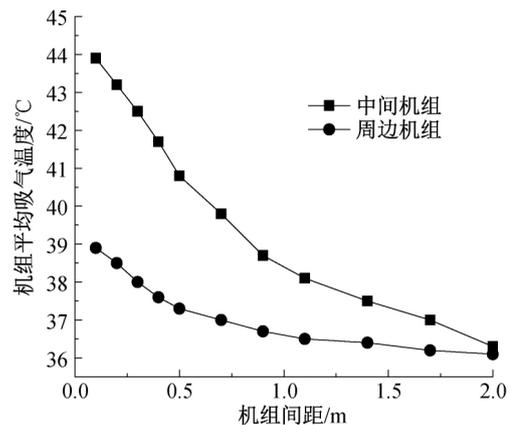


图 5 C 机组随机组间距变化的平均吸气温度
的机组间距为 0.30 m 时,中间机组的吸气温度为 41.4 °C(比周围环境温度高 5.4 °C,比周边机组的吸气温度高 3.5 °C);当机组间距缩小为 0.20 m 时,吸气温度将会大幅升高 1.0 °C,从图 4 也可以看出,中间机组平均吸气温度在 0.30~0.20 m 处斜率变大,因此考虑将 0.30 m 作为室外机间距的另一个安装距离,在此称作第二安装距离。

C 机组列阵的室外机的间距为 0.90 m 时,中间机组的吸气温度为 38.7 °C(比周围环境温度高 2.7 °C,比周边机组的吸气温度高 2.0 °C)。从图 5 中可以看出,中间机组平均吸气温度在 2.00~0.90 m 时的斜率变化较小,但在 0.90~0.70 m 处斜率变大,因此考虑将 0.90 m 作为室外机间距的一个安装距离,在此称作第一安装距离。当室外机的机组间距为 0.50 m 时,中间机组的吸气温度为 40.8 °C(比周围环境温度高 4.8 °C,比周边机组的吸气温度高 3.5 °C);当机组间距缩小为 0.40 m 时,吸气温度将会大幅升高 1.0 °C,从图 5 也可以看出,中间机组平均吸气温度在 0.50~0.40 m 处斜率变大,因此考虑将 0.50 m 作为室外机间距的另一个安装距离,在此称作第二安装距离。

2.3 安装距离拟合

造成各机组安装距离不同的原因主要是机组的外形尺寸不同,外形尺寸不仅会影响各机组室外机排风口、进风口的相对位置的变化,而且机组的功率也与外形尺寸呈正相关。表 7 将不同机组的外形尺寸与安装距离之间进行了归整。

表 7 三种不同机组的外形尺寸与安装距离

机组序号	尺寸(宽×深×高)/m	体积/m ³	第一安装距离/m	第二安装距离/m
A 机组	0.93×0.77×1.67	1.196	0.50	0.20
B 机组	1.34×0.77×1.74	1.784	0.70	0.30
C 机组	2.35×0.77×1.60	2.876	0.90	0.50

表 8 列出了三种机组分别在两个安装距离下的吸气温度,结果表明在同一安装距离下,周边机组的吸气温度变化较小,中间机组的吸气温度变化较大。以文献[5]提出的吸气温度升高 1.0℃,COP 下降 3.0%计,在第一安装距离下,中间机组的 COP 值下降约 7.5%,周边机组的 COP 值下降约 2.1%;在第二安装距离下,中间机组的 COP 值下降约 13.5%,周边机组的 COP 值下降约 4.0%。考虑到全部机组的运行性能,该安装距离的取值合理。

表 8 三种不同机组在两个安装距离下的吸气温度

参数名称	A 机组	B 机组	C 机组
机组间距/m	0.50	0.70	0.90
中间机组吸气温度/℃	37.9	38.9	38.7
第一安装距离 中间机组平均吸气温度/℃	38.5		
周边机组吸气温度/℃	36.7	37.2	36.7
周边机组平均吸气温度/℃	36.7		
机组间距/m	0.20	0.30	0.50
中间机组吸气温度/℃	39.4	41.4	40.7
第二安装距离 中间机组平均吸气温度/℃	40.5		
周边机组吸气温度/℃	37.5	37.9	37.3
周边机组平均吸气温度/℃	37.6		

对以上机组体积与安装距离之间进行了拟合外推,结果如图 6 所示。

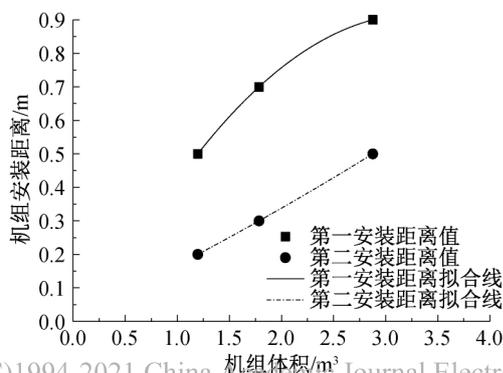


图 6 机组体积与第一安装距离、第二安装距离拟合曲线

机组第一安装距离:

$$y_1 = -0.0934x^2 + 0.6186x - 0.1062 \quad (3)$$

机组第二安装距离:

$$y_2 = 0.0078x^2 + 0.1469x + 0.0132 \quad (4)$$

其中: y_1 为机组第一安装距离,m; y_2 为机组第二安装距离,m; x 为机组体积,m³。

图 6 中趋势线的拟合度 R^2 均为 1,说明拟合度较好。在实际工程中,可根据机组体积分别计算出第一安装距离和第二安装距离,同时结合现场安装情况决定采用何种安装距离。

3 结 论

本文根据三种不同型号的多联机空调室外机水平列阵布置时的热环境模拟计算结果,以吸气温度为依据,提出了第一安装距离和第二安装距离的概念,并拟合得到了机组体积与两个安装间距的二次多项关系式,可供实际工程安装时参考。从温度场、速度场两方面对比分析模拟结果,得到以下结论:

- a)水平列阵布置间距受到机组尺寸的影响,机组尺寸越大,达到同样的热环境的间距要求也越大。
- b)水平列阵布置间距大于等于 2.00 m 时,各机组的吸气温度与环境温度相差不大,故其运行性能几乎不会受到影响。
- c)综合考虑安装面积及热环境的影响,当安装面积允许的情况下,应保证机组间距不小于第一安装距离,而当安装面积有限,无法满足第一安装距离的要求时,应保证机组间距不小于第二安装距离。

参考文献:

[1] 中国建筑节能协会. 2019 中国建筑能耗研究报告[J]. 建筑, 2020(7):30-39.

[2] 周德海, 邵晓亮, 张晓灵, 等. 建筑凹槽中室外机周围热环境的数值模拟[J]. 广州大学学报, 2010, 9(6):17-22.

[3] 李海平, 陈启. 某高层建筑中多联式热泵空调室外机热环境数值模拟研究[J]. 供热制冷, 2006(9):29-32.

[4] 闫艺文, 李百毅, 喻伟, 等. 住宅空调室外机安装平台优化设计[J]. 暖通空调, 2020, 50(5):19-25.

[5] 周天泰, 林章, 杨小玉. 低层住宅群空调冷凝器送风及换热的数值研究[J]. 制冷学报, 2002, 23(1):45-48.

[6] 高旭聪. 基于 CFD 技术的超高层住宅空调室外机热环境研究[J]. 建材与装饰, 2017(16): 108-110.

[7] 蒋悦波. 分体式空调室外机周围热环境研究[D]. 天津: 天津商业大学, 2013: 30-32.

[8] 黄生云, 曹源, 李暄, 等. 某超高层建筑多联机空调室外机方案 CFD 模拟及优化[J]. 暖通空调, 2017, 47

- (11):77-82.
- [9] 张景, 郑坤, 李安桂, 等. 空调室外机阵列方式的优化分析[J]. 制冷学报, 2008, 29(5):12-17.
- [10] 张剑. VRV 空调室外机多台布置时周围热环境模拟分析[D]. 大连:大连理工大学, 2009: 46-54.
- [11] Duan R, Wang X, Song Y, et al. Influence of air-conditioning outdoor unit arrangement strategy on energy consumption[J]. Procedia Engineering, 2016, 146:350-358.
- [12] Shi Y L, Yang L, Zhang C L. Air management modeling of condensing units in a confined space and its impact on the hiller system performance[J]. Energy and Buildings, 2011, 43(10):2673-2677.
- [13] Avara A, Daneshgar E. Optimum placement of condensing units of split-type air-conditioners by numerical simulation[J]. Energy and Buildings, 2008, 40(7):1268-1272.
- [14] Ryu K, Lee K S, Kim B S. Optimum placement of top discharge outdoor unit installed near a wall[J]. Energy and Buildings, 2013, 59:228-235.
- [15] 印书红, 撒世忠, 蔡久兰. 无锡地铁控制中心 VRV 外机组热环境分析及应用[J]. 建筑热能通风空调, 2018, 37(1):82-84.
- [16] 金梧凤, 刘硕, 徐磊, 等. 凹槽内两台空调室外机相对安装位置对周围热环境的影响[J]. 制冷学报, 2017, 38(5):14-20.
- [17] 国海燕. 住宅空调室外安装平台的研究[J]. 低碳世界, 2018(4):166-167.
- [18] 姚颖, 姜坪. 分体式空调室外机堆叠布置时周围热环境的数值模拟[J]. 洁净与空调技术, 2018(1):21-25.
- [19] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2版. 西安:西安交通大学出版社, 2001: 347-353.
- [20] 冯博, 辛军哲. 横百叶不同开度对室外机周围热环境的影响模拟[J]. 建筑热能通风空调, 2018, 37(3):52-55.

(责任编辑:康 锋)