

文章编号: 1671-6612 (2023) 03-361-09

低环温空气源热泵 外流场模拟及换热性能影响分析

谭庆澎¹ 刘金平^{1,2} 许雄文^{1,2} 王宇洁¹ 陈勇春¹

(1. 华南理工大学电力学院 广州 510640;

2. 广东省能源高效清洁利用重点实验室 广州 510640)

【摘要】 空气源热泵作为一种高效、节能装置,具有广泛的应用前景和市场价值。建立了低环境温度空气源热泵物理模型,对 1×1 机组、3×4 阵列以及 4×6 阵列低环温空气源热泵外流场进行三维数值模拟,分析水平风速、机组布置、墙面阻碍等因素对机组平均入口空气温度和机组换热性能的影响。结果表明,水平风速越大,机组布置数目越多,有墙面阻碍下的低环温空气源热泵机组平均入口空气温度越低。当水平风速增大到 5m/s,无墙面阻碍下 1×1 机组、3×4 阵列以及 4×6 阵列平均入口空气温度与环境温差分别为 0.92℃、1.16℃和 1.57℃;有墙面阻碍下温差分别为 0.92℃、1.4℃和 1.98℃。对于单一机组热泵,水平风速越大,机组换热量越大。对于阵列机组,水平风速越大,机组平均换热量出现先增大后下降的趋势。特别的当水平风速大于 2.5m/s 后,背风侧阵列机组入口空气温度降低,阵列机组平均换热量开始下降,有墙面阻碍下 24 台机组平均换热量为原来机组换热量的 91.9%。阵列机组布置时,应增大机组距墙间距,减小墙面对风机出口冷空气扩散的阻碍。进行具体定量分析对实际工程和系统研究具有重要意义。

【关键词】 低环温空气源热泵阵列; 机组布置; 数值模拟; 环境风场

中图分类号 TB61⁺7/TB657 文献标识码 A

Simulation of External Flow Field and Analysis of Heat Transfer Performance of Low Ambient Temperature Air Source Heat Pump

Tan Qingpeng¹ Liu Jinping^{1,2} Xu Xiongwen^{1,2} Wang Yujie¹ Chen Yongchun¹

(1. School of Electric Power, South China University of Technology, Guangzhou, 510640;

2. Guangdong Province Key Laboratory of Efficient and Clean Energy Utilization, Guangzhou, 510640)

【Abstract】 As a kind of high efficiency and energy saving device, air source heat pump has wide application prospect and market value. In this paper, the physical model of a low ambient temperature air source heat pump is established. The three-dimensional numerical simulation is carried out on the outflow field of a 1×1 unit, a 3×4 array and a 4×6 array low ambient temperature air source heat pump. The influences of horizontal wind speed, arrangement of unit layout, wall obstruction on the average inlet air temperature and heat transfer performance of the unit are analyzed. The results show that the higher the horizontal wind speed is, the more units are arranged, and the lower the average inlet air temperature of the low ambient temperature air source heat pump unit with wall obstruction is. When the horizontal wind speed increases to 5m/s, the average inlet air temperature and ambient temperature difference of 1×1 unit, 3×4 array and 4×6 array without wall obstruction are 0.92℃, 1.16℃ and 1.57℃,

基金项目: 国家自然科学基金 (51776075, 51976063) 资助项目

作者简介: 谭庆澎 (1997-), 男, 硕士研究生, E-mail: tqp1633@yeah.net

通讯作者: 刘金平 (1962-), 男, 教授, E-mail: mpjpliu@scut.edu.cn

收稿日期: 2023-02-25

respectively. The average inlet air temperature and ambient temperature difference of 1×1 unit, 3×4 array and 4×6 array with wall obstruction are 0.92°C , 1.4°C and 1.98°C , respectively. For a single unit heat pump, the greater the horizontal wind speed is, the greater the heat transfer rate of the unit is. For the array unit, the average heat transfer rate of the unit increases first and then decreases with the increase of horizontal wind speed. Especially, when the horizontal wind speed is greater than 2.5m/s , the inlet air temperature of the array unit on the leeward side decreases, and the average heat transfer of the array unit begins to decline. The average heat transfer of the 24 units under the wall obstruction is 91.9% of that of the original unit. When the array unit is arranged, the distance between the unit and the wall should be increased to reduce the barrier of cold air diffusion facing the fan outlet. Specific quantitative analysis is of great significance to practical engineering and system research.

【Keywords】 low ambient temperature air source heat pump array; arrangement of the unit; numerical simulation; ambient wind fields

0 引言

空气源热泵作为一种高效、节能装置,采用空气源热泵代替燃煤锅炉供暖,能够减少煤炭消耗和碳排放^[1]。数据显示,2022年1-8月中国空气源热泵出口额度达44.5亿元,同比增长65.75%^[2]。但它运行时易受到气候环境的影响,在低温环境下存在制热效率过低、制热量不足以及结霜的问题,限制了空气源热泵的推广和使用^[3]。在冬季工况下,低环温空气源热泵的室外机翅片管换热器用作蒸发器,空气经过蒸发器后温度降低,再通过风机排出到环境中。由于排出冷空气温度比环境空气低,密度比环境空气密度大,冷空气在风机上部堆积,在压差力和密度差的作用下冷空气可能会重新回到蒸发器入口,形成冷风回流,导致蒸发器入口温度降低,影响空气源热泵传热性能,且温度越低,影响越显著^[4,5]。

我国幅员辽阔,涵盖多个气候区,不同气候区特征不同,对空气源热泵进行分区设计具有重要意义^[6]。按照使用的制热季气候环境,可以分为4种类型,基于制冷需求的通用名义制冷工况(室外干球温度= 308.15K)和名义制热工况(室外干/湿球温度= $280.15/279.15\text{K}$)研发的空气源热泵产品,虽然能满足制冷需求,但不能满足不同气候区制热需求。在不同环境温度下工作的空气源热泵,机组使用规模和布置方式也各不相同,对实际工程问题和系统要进行具体定量分析。低环境温度工况使用的热泵日渐趋多,国家也制定了相关标准,标准规定了干球温度为 261.15K ,湿球温度为 259.15K ^[7,8]。但针对空气源热泵外流场的研究主要集中在环境温度较高工况下进行研究,少有对低温工况下空气源热泵进行模拟研究^[9-13]。

不同布置方式,机组安装状态对低环温空气源

热泵外流场也存在影响^[14,15],当空气源热泵常规集群式布置时,由于空气的反复循环,致使中间位置的机组周边温度越来越低,形成冷岛。冷岛使机组提前进入低温工况,制热性能降低^[16,17]。机组集群对低温空气源热泵存在影响,影响机组的回流率。目前少有研究机组布置对低环温空气源热泵的影响,因此研究机组布置对低环温空气源热泵外流场的影响具有重要意义。

由于采用双U型翅片管换热器的空气源热泵单位体积换热面积大,具有较好的性价比,目前市面上采用双U型翅片管换热器的热泵较多。然而目前针对空气源热泵外流场的研究主要集中在环境温度较高工况下V型翅片管蒸发器^[18-20],少有对低环境温度工况下空气源热泵进行模拟研究。且室外机换热量、风机风量、环境风和周围建筑形状是影响空气源热泵冷岛效应的重要因素。因此本文针对以 261.15K 为名义工况下的空气源热泵,对使用双U型翅片管作为蒸发器的 1×1 机组、 3×4 阵列以及 4×6 阵列不同机组布置下低环温空气源热泵外流场进行三维数值模拟,分析水平风速、机组布置、墙面阻碍等因素对机组平均入口空气温度和机组换热性能的影响,是对强化低环温空气源热泵传热具有实际工程应用价值的工作。

1 物理模型和模拟条件设置

1.1 物理模型

研究对象为图1所示的风冷模块式低环温空气源热泵机组。该低环温空气源热泵机组室外换热器由两个U型翅片管换热器组成,对于冬季工况下,U型翅片管换热器作为机组蒸发器进行换热。空气从侧面进入U型翅片管换热器后温度降低,从换热器顶部风机排出到大气中,风机排出空气温

度会比环境温度要低。



图 1 低环温空气源热泵机组

Fig.1 Low ambient temperature air source heat pump unit

1.2 模型假设

由于 U 型翅片管换热器结构尺寸较大, 翅片比较密集而且厚度较小, 如果对所有 U 型翅片管进行建模划分网格, 网格数量剧增, 计算时间急剧增大, 会给模拟带来较大的困难。对空气源热泵外流场模拟主要研究流经机组速度场以及温度场, 无需研究翅片管的影响。由此本文忽略翅片管的内部结构, 采用 radiator 换热器边界以及多孔介质模型来模拟流经翅片管换热器的换热和压力损失。因此对低环温空气源热泵机组外空气流动换热模拟做出以下假设:

- (a) 整个流场里面空气为稳态湍流流动;
- (b) 采用多孔介质对蒸发器流动阻力进行计算;
- (c) 采用换热器 (radiator) 模型对蒸发器内部空气换热进行简化;
- (d) 空气密度采用 Boussinesq 假设处理;
- (e) 忽略蒸发器周围其他部件对外流场的影响;
- (f) 忽略蒸发器上结霜导致温度场和压力场的变化。

1.3 网格划分方法和边界条件设置

采用非结构网格对冬季工况下低环温空气源热泵及其外流场进行网格划分, 对蒸发器表面以及风机处网格进行加密, 其他位置采用相同网格尺寸进行划分。

图 1 低环温空气源热泵单元尺寸为 $2\text{m} \times 1\text{m} \times 2.1\text{m}$, 制冷量为 22kW , 名义制热量为 44kW 。管内流动的制冷剂为 R410A, U 型单管有效长度为

2.25m 。建模时让整个外环境流场往外延长, 保证经过蒸发器和风机的空气流场完整, 不受外流场边界的影响, 使计算域尺寸对结果的影响可忽略。

将地面、机组外壳、建筑墙体以及排风罩墙面和百叶简化为厚度为 0 的绝热薄壁, 采用 wall 边界条件, 对于粘性流动, 墙面采用无滑移条件。换热器外流场出口边界为 pressure outlet 边界条件, 对出口处的静压值设为 0Pa , 回流温度为环境温度 261.15K 。当研究外界风速风向对机组运行的影响时, 将自然风来流面设定为 velocity-inlet 边界条件, 自然风温度也为环境温度 261.15K 。

蒸发器被简化为多孔介质去计算经过换热器的压降, 采用 porous zone 边界条件。对于 U 型翅片管换热器, 采用各向异性方法设置对不同方向蒸发器。本文设置粘性阻力系数为 1.6×10^7 , 惯性阻力系数为 209, 多孔介质孔隙率为 0.6786, 通过设置非主流方向阻力系数为主流阻力系数 1000 倍, 控制通过蒸发器流动的空气只从主流方向流动。采用 radiator 边界模拟经过蒸发器的传热过程设置蒸发器传热系数与流速之间的关系以及蒸发温度为 253.15K 。排风罩出风口处风扇模型采用 fan 边界条件, 在对设定工况进行计算之前先进行试算, 根据风机性能曲线得到风机 fan 边界条件中压降和流速的关系式, 如式 (1) 所示。

$$\Delta p = 255.81 - 25.826v + 2.27v^2 - 0.1818v^3 \quad (1)$$

1.4 网格独立性检验

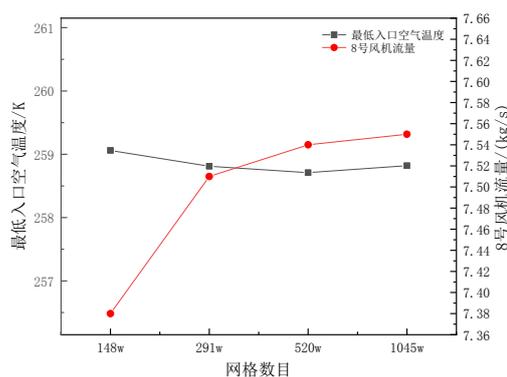


图 2 网格独立性检验结果

Fig.2 Three-dimensional view of air source heat pump array without wall obstruction

对四行六列 24 台机组的阵列低环温空气源热泵及其外流场进行不同网格划分, 网格数目分别为 148W、291W、520W 和 1045W。通过模拟得到低

环温空气源热泵最低入口空气温度和 8 号机组风机流量,如图 2 所示。结果表明,网格数目增加到 520W 后再继续增加网格数目,蒸发器最低入口空气温度和 8 号风机流量变化率小于 1%。此时选定计算网格数量为 520W 的网格设置方式对阵列低环温空气源热泵及其外流场网格进行设置。

2 不同数量布置对无墙面阻碍下低环温空气源热泵的影响

2.1 无墙面阻碍下低环温空气源热泵物理模型

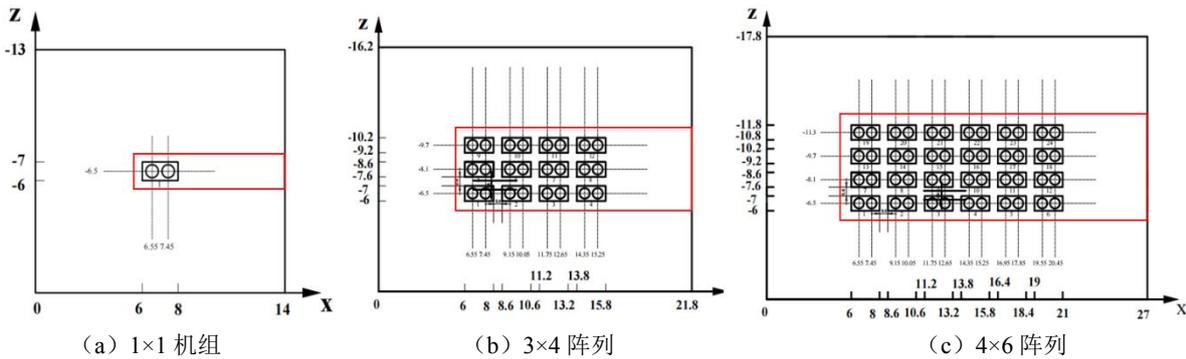


图 3 无墙面阻碍下低环温空气源热泵位置图

Fig.3 Location diagram of low ambient temperature air source heat pump without wall obstruction

2.2 水平风速对低环温空气源热泵影响

由于水平环境风速影响低环温空气源热泵外流场温度分布,研究水平风速对低环温空气源热泵影响具有重要意义。通过对水平风速为 0、1、2、2.5、3、4 和 5m/s 下不同数量机组进行模拟,得到 1 台、12 台以及 24 台机组外流场局部温度场分布图,如图 4 所示。整个热泵机组高度为 2.1m,现选取高度为 1.8m 的截面以及 0、2.5 和 5m/s 的水

本文分别研究 1×1 机组、3×4 阵列以及 4×6 阵列不同水平风场无墙面阻碍下低环温空气源热泵外流场进行模拟,热泵机组位置如图 3 所示。整个阵列最外层机组的蒸发器与流场边界间距为 6m,保证最外层空气源热泵外流场不受流场边界的影响。阵列机组之间横向间距以及纵向间距均为 0.6m。对于研究的低环温空气源热泵,定义 x 方向为水平方向, z 方向为纵向方向。本章研究不同数量布置下水平方向环境风场对无墙面阻碍下低环温空气源热泵外流场及换热性能的影响。

平风速对低环温空气源热泵外流场进行分析。从图 4 可以看出,在无风工况下,蒸发器进口空气温度较高。水平风速越大,蒸发器平均入口空气温度越低,在整个阵列机组尾部会形成尾部涡流,导致蒸发器平均入口空气温度降低,特别在水平风速为 2.5m/s 时,阵列机组背风处回流现象更加明显。水平风速越高,蒸发器入口空气温度最低的机组向背风侧移动。

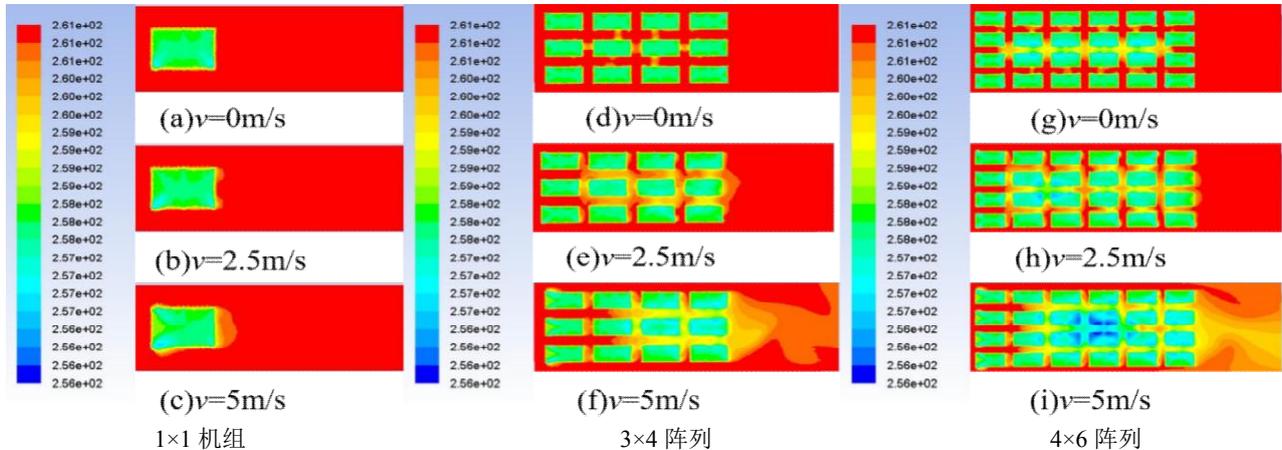


图 4 无墙面阻碍下水平风速下 $y=1.8m$ 局部平面温度场分布

Fig.4 Local temperature field distribution at $y=1.8m$ plane under ambient field without wall obstruction

由于空气经过蒸发器后温度降低, 经过风机将冷空气排出。排出的冷空气由于密度比环境空气大, 在机组上方产生堆积, 形成冷岛效应。相同水平风速下, 对于不同数量的机组, 当机组数目增大, 阵列内部机组入口空气温度明显低于两侧的机组。从图 4 可得机组阵列内部蒸发器入口空气温度明显比两侧机组入口空气温度要低。由于外侧机组对

内部机组进风存在阻碍, 而且迎风侧机组吹出的冷风容易在背风侧堆积, 部分风机吹出的冷空气重新进入到蒸发器, 导致入口空气温度降低, 引发低环温空气源热泵换热量降低、结霜等一系列问题。在机组间距不变情况下, 机组数目越多, 冷风回流现象更加明显, 蒸发器入口空气温度越低。

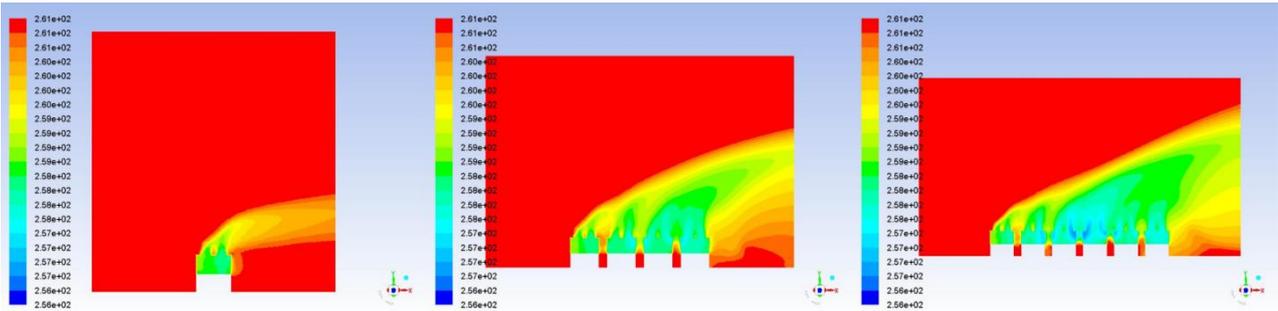


图 5 $v=5\text{m/s}$ 时 z 方向截面温度场分布

Fig.5 Temperature field distribution of z direction section at $v=5\text{m/s}$

图 5 分别为 1×1 机组、 3×4 阵列以及 4×6 阵列机组在环境风场下 z 方向的温度云图, 对于 1×1 机组选取 $z=-6.5\text{m}$ 的平面, 对于 3×4 阵列以及 4×6 阵列机组选取第二行 $z=-8.1\text{m}$ 平面的温度场进行分析。从图 5 可得, 当环境风速越大, 风机出口气流偏转角越大, 风机出口冷空气更容易回流到蒸发器入口处, 导致背风侧蒸发器入口空气温度降低, 机组换热量下降。

图 6 给出了在机组数量为 1 台、12 台、24 台时水平方向环境风场中无墙面阻碍下低环温空气源热泵机组平均入口空气温度随环境风速的变化曲线。从图 6 可以看出, 对于不同数量的机组布置, 低环温空气源热泵平均入口空气温度都有较为一致的趋势。当水平风速从 0m/s 增大到 5m/s , 布置 1 台机组的平均入口空气与环境空气温差为 $0.17^\circ\text{C}\sim 0.92^\circ\text{C}$; 布置 12 台阵列机组的平均入口空气与环境空气温差为 $0.45^\circ\text{C}\sim 1.16^\circ\text{C}$; 布置 24 台阵列机组的平均入口空气与环境空气温差为 $0.78^\circ\text{C}\sim 1.57^\circ\text{C}$ 。水平方向环境风速越高, 不同数量布置机组平均入口空气温度越低。相同风速下, 机组布置数目越多且内部机组数目越多, 机组平均入口空气温度越低, 温度场均匀性更差。

在相同环境风速下, 当机组数目增大, 由于阵列内部机组蒸发器入口空气温度易受到阵列机组的影响, 部分冷空气被风机再次吸入蒸发器, 导致入口空气温度降低, 传热恶化。

2.3 不同数量布置对低环温空气源热泵换热性能影响

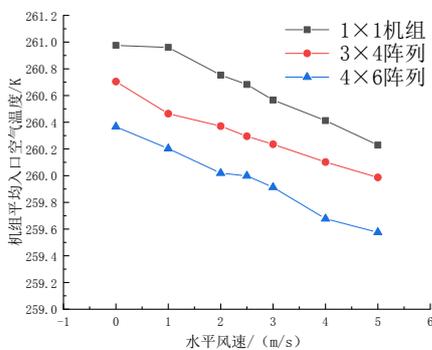


图 6 不同数量机组平均入口空气温度图

Fig.6 Average inlet air temperature diagram of different number of units

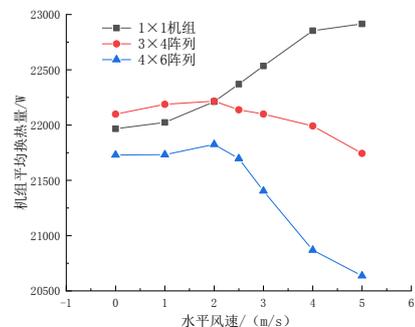


图 7 不同数量机组平均换热量图

Fig.7 Average heat transfer diagram of different number of units

图 7 给出了在机组数量为 1 台、12 台、24 台时水平方向环境风场中无墙面阻碍下低环温空气源热泵机组平均换热量随环境风速的变化曲线。可得，当机组数目只有一台的时候，水平风速越高，机组平均换热量越大。当水平风速从 0m/s 增大到 5m/s，机组平均换热量可达到原来机组的 104.2%；当机组数量为 12 台和 24 台时，机组平均换热量会出现先增大后下降的趋势。当水平风速大于 2.5m/s 时，在背风处阵列机组回流现象明显，背风侧蒸发器入口空气温度降低，机组换热量有所下降。当水平风速增大到 5m/s 时，12 台和 24 台阵列机组平均换热量为原来机组换热量的 98.8%和 93.8%。

一般来说，水平风速越大，整个阵列机组迎风侧换热量越大，但是在阵列机组背风侧会形成涡旋，导致入口空气温度降低。同时水平风速越大，风机出口气流偏转角越大，风机出口冷空气更容易回到背风侧换热器入口，导致入口空气温度降低。在上述两个原因的作用下，阵列机组平均换热量会

有所下降，对于 12 台和 24 台阵列机组，机组平均换热量会出现先增大后下降的趋势。

3 不同数量布置对有墙面阻碍下低环温空气源热泵的影响

3.1 有墙面阻碍下低环温空气源热泵物理模型

本文分别研究 1×1 机组、3×4 阵列以及 4×6 阵列不同水平风场有墙面阻碍下低环温空气源热泵外流场进行模拟。整个阵列最外层机组的蒸发器与流场边界间距为 6m，保证最外层空气源热泵外流场不受流场边界的影响。机组在壁面附近摆放，最后一行机组蒸发器与壁面间距为 0.6m，如图 8 所示，列机组之间横向间距以及纵向间距均为 0.6m。对于研究的低环温空气源热泵，定义 x 方向为水平方向，z 方向为纵向方向。本章研究不同数量布置下水平方向环境风场对有墙面阻碍下低环温空气源热泵外流场及换热性能的影响。

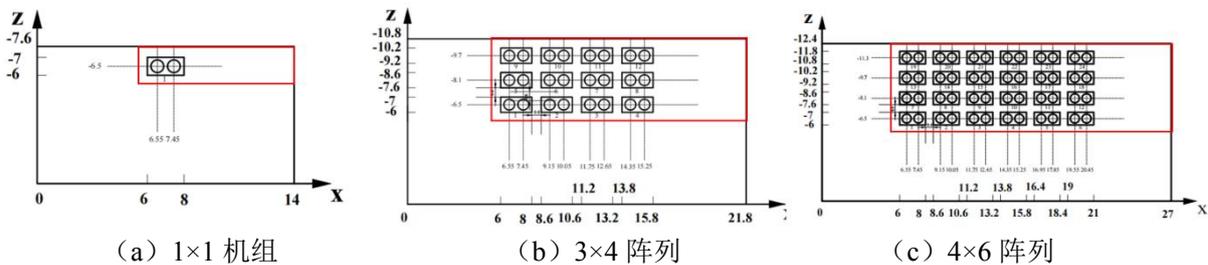


图 8 有墙面阻碍下低环温空气源热泵位置图

Fig.8 Location diagram of low ambient temperature air source heat pump with wall obstruction

3.2 水平风速对低环温空气源热泵影响

由于水平环境风速影响低环温空气源热泵外流场温度分布，研究水平风速对低环温空气源热泵影响具有重要意义。通过对水平风速为 0、1、2、2.5、3、4 和 5m/s 下有墙面阻碍下低环温空气源热泵进行模拟，得到 1 台、12 台以及 24 台机组的低环温空气源热泵外流场局部平面温度场分布图，如图 9 所示。整个低环温空气源热泵机组高度为 2.1m，现选取高度为 1.8m 的截面以及 0、2.5 和 5m/s 的水平风速对低环温空气源热泵外流场进行分析。从图 9 可以看出，在无风工况下，蒸发器进口空气温度较高。水平风速越大，在整个阵列机组尾部会形成尾部涡流，蒸发器平均入口空气温度越低。水平风速越高，蒸发器入口空气温度最低的机组向背风侧移动。

由于空气经过蒸发器后温度降低，经过风机将冷空气排出。排出的冷空气由于密度比环境空气大，在机组上方产生堆积，形成冷岛效应。墙面对风机排出冷空气起阻碍作用，冷空气无法扩散出去，在浮升力、机组内外压差力以及墙面阻碍作用下，机组形成强烈冷风回流现象，导致蒸发器入口空气温度越低。

相同水平风速下，对于不同数量的机组，当机组数目增大，阵列内部机组入口空气温度明显低于两侧的机组。对于多台机组如图 9 (d) ~ (i)，近墙一侧机组平均入口空气温度明显低于外部机组入口空气温度，引发低环温空气源热泵换热量降低、结霜等一系列问题。在机组距墙间距不变情况下，机组数目越多，冷风回流现象更加明显，蒸发器入口空气温度越低。

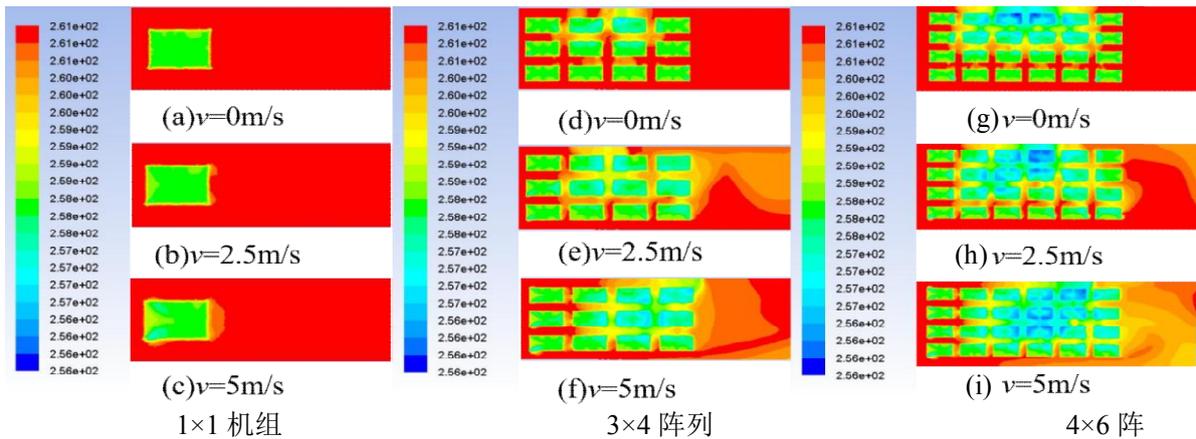


图 9 有墙面阻碍下水平风速下 $y=1.8m$ 局部平面温度场分布

Fig.9 Local temperature field distribution at $y=1.8m$ plane under ambient field with wall obstruction

3.3 不同数量布置对低环温空气源热泵换热性能影响

图 10 给出了在机组数量为 1 台、12 台、24 台时水平方向环境风场中有墙面阻碍下低环温空气源热泵机组平均入口空气温度随环境风速的变化曲线。从图 10 可以看出, 对于不同数量的机组布置, 低环温空气源热泵平均入口空气温度都有较为一致的趋势。水平方向环境风速越高, 不同数量布置机组平均入口空气温度越低。当水平风速从 0m/s 增大到 5m/s, 布置 1 台机组的平均入口空气与环境空气温差为 $0.04^{\circ}C \sim 0.92^{\circ}C$; 布置 12 台阵列机组的平均入口空气与环境空气温差为 $0.69^{\circ}C \sim 1.4^{\circ}C$; 布置 24 台阵列机组的平均入口空气与环境空气温差为 $1.29^{\circ}C \sim 1.98^{\circ}C$ 。相同风速下, 机组布置数目越多且内部机组数目越多, 机组平均入口空气温度越低。

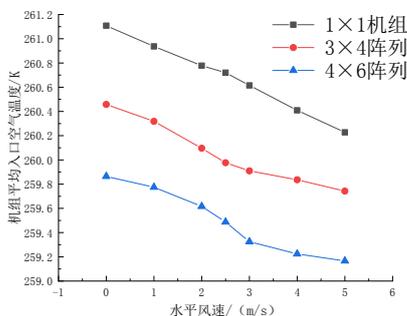


图 10 不同数量机组平均入口空气温度图

Fig.10 Average inlet air temperature diagram of different number of units

图 11 给出了在机组数量为 1 台、12 台、24 台时水平方向环境风场中有墙面阻碍下低环温空气

源热泵机组平均换热量随水平风速的变化曲线。有墙面阻碍与无墙面阻碍下换热量随水平风速的变化规律基本一致。

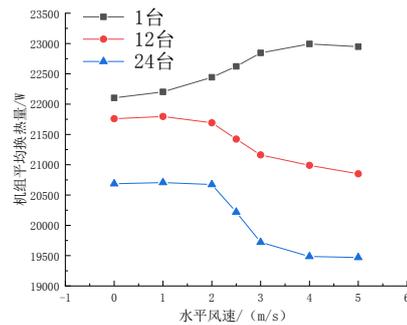


图 11 不同数量机组平均换热量图

Fig.11 Average heat transfer diagram of different number of units

从图 11 可得, 当机组数目只有一台的时候, 水平风速越高, 机组平均换热量越大。当水平风速从 0m/s 增大到 5m/s, 机组平均换热量可达到原来机组的 104.3%; 当机组数量为 12 台和 24 台时, 机组平均换热量会出现先增大后下降的趋势。当水平风速增大到 2.5m/s 时, 阵列机组平均换热量出现明显下降, 有墙面阻碍下 24 台阵列机组平均换热量仅为原来机组换热量的 91.9%。当水平风速增大到 5m/s 时, 12 台和 24 台阵列机组平均换热量为原来机组换热量的 94.8%和 88.5%。

一般来说, 水平风速越大, 整个阵列机组迎风侧换热量越大。但水平风速越大, 阵列机组背风侧会形成涡旋, 风机出口气流偏转角越大, 墙面阻碍风机出口冷空气扩散, 使风机出口冷空气更容易回到换热器入口, 导致入口空气温度降低, 阵列机组

平均换热量会有所下降,对于 12 台和 24 台阵列机组,机组平均换热量会出现先增大后下降的趋势。

4 结论

本文主要研究机组布置和不同水平风速对有无墙面阻碍情况下低环温空气源热泵外流场影响,得到以下结论:

(1) 水平风速越大,不同机组数量布置下低环温空气源热泵机组平均入口空气温度越低。

(2) 在相同水平风速下,机组数目越多,低环温空气源热泵机组平均入口空气温度越低。对于无墙面阻碍下低环温空气源热泵机组,当水平风速从 0m/s 增大到 5m/s,布置 1 台机组的平均入口空气与环境空气温差为 0.17℃~0.92℃;布置 12 台阵列机组的温差为 0.45℃~1.16℃;布置 24 台阵列机组的温差为 0.78℃~1.57℃。对于有墙面阻碍下低环温空气源热泵机组,当水平风速从 0m/s 增大到 5m/s,布置 1 台机组的平均入口空气与环境空气温差为 0.04℃~0.92℃;布置 12 台阵列机组的温差为 0.69℃~1.4℃;布置 24 台阵列机组的温差为 1.29℃~1.98℃。

(3) 对于单台热泵,水平风速越大,机组换热量越大。

(4) 对于多台机组,水平风速越大,机组平均换热量出现先增大后下降的趋势。特别的当水平风速大于 2.5m/s 后,阵列机组平均换热量出现明显下降趋势。当水平风速继续增大到 5m/s 后,对于 12 台和 24 台机组无墙面阻碍下平均换热量分别为原来机组换热量的 98.8%和 93.8%;对于 12 台和 24 台机组有墙面阻碍下阵列平均换热量分别为原来换热量的 94.8%和 88.5%。

(5) 有墙面阻碍下的阵列机组平均换热量比无墙面阻碍下的平均换热量要小,在对阵列机组进行布置时应增大距墙间距,减小墙面对风机出口冷空气扩散的阻碍。

(6) 在不同环境温度下工作的空气源热泵,机组使用规模和机组布置方式各不相同,对于实际工程问题和系统研究要做具体定量分析。

参考文献:

[1] 金磊,王守国,李静岩.供暖用低温空气源热泵技术发展现状及前景展望[J].铁路节能环保与安全卫生,2022,

12(2):36-44.

- [2] 邓雅静.出口市场爆火,2022年空气源热泵采暖走上风口[J].电器,2022,(10):24-26.
- [3] 张超,吕新刚,陈建平,等.低环温空气源热泵技术研究新进展[J].建筑节能,2015,43(10):22-26.
- [4] 郭郑道,许强强,陈锦鹏,等.空气源热泵冷岛效应形成机理及实验验证[J].太阳能学报,2022,43(10):7-14.
- [5] 虞启辉,王海宇,王前程,等.环境温度对空气源热泵系统制热性能的影响研究[J].区域供热,2021,(3):64-70.
- [6] 石文星,杨子旭,王宝龙.对我国空气源热泵室外名义工况分区的思考[J].制冷学报,2019,40(5):1-12.
- [7] GB 37480-2019,低环境温度空气源热泵(冷水)机组能效限定值及能效等级[S].北京:中国质检出版社,2019.
- [8] GB/T25127.1-2020,低环境温度空气源热泵(冷水)机组 第1部分:工业或商业用及类似用途的热泵(冷水)机组[S].北京:中国标准出版社,2020.
- [9] 刘黔奇.空气源热泵群工作环境模拟研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2017.
- [10] 王梅荣.冷岛效应及环境风场对空气源热泵阵列运行性能影响研究[D].济南:山东大学,2019.
- [11] 田晓焱,马广兴,梁春阳.严寒地区供暖用空气源热泵机组群热环境模拟[J].建筑节能,2020,48(12):83-88.
- [12] 马原.改善空气源热泵机组阵列冷岛效应的技术措施研究[D].张家口:河北建筑工程学院,2021.
- [13] 周港.空气源热泵机组群周围热环境研究[D].济南:山东建筑大学,2022.
- [14] 林伟雪,叶剑,林泳涛.空调室外机安装状态对机组性能影响分析[J].制冷,2021,40(3):35-39.
- [15] 魏晓雯,姜坪.水平阵列布置的多联机空调室外机热环境模拟分析[J].浙江理工大学学报(自然科学版),2021,45(1):149-156.
- [16] 李海平,刘万龙.多联式空调室外机位置问题探讨[J].制冷与空调,2019,19(11):82-87.
- [17] 雷艳杰,陈奎.空气源热泵集群式布置的采暖系统中冷岛效应的产生机理及控制措施[J].节能与环保,2021,(5):51-54.
- [18] 吕如兵.V形翅片管式换热器的数值模拟研究[D].武汉:华中科技大学,2015.
- [19] 汪吉平,任能,吴振林.V形布置换热器性能优化[J].制冷与空调,2013,13(9):35-37.
- [20] 吕如兵,刘亚丽,李嘉.基于CFD原理的V形换热器流场分析[J].制冷与空调,2016,30(1):47-52.