

文章编号: 1671-6612 (2021) 04-557-06

新型户式多功能新风机的优化设计分析

徐颖 杨璨 陈金华

(重庆大学三峡库区生态环境教育部重点实验室 重庆 400030)

【摘要】 针对辐射供冷存在有结露风险、供冷能力偏低等问题,提出住宅分户式辐射空调系统用多功能新风机,并对其结构参数和运行情况展开研究分析。通过EVAP-COND软件研究换热器的不同流路布置、流程数、管排数、管径、每排管数对换热效果和除湿效果的影响,提出新风机的较优结构为顺逆交叉流均匀布置、管径5mm、流程数为6。并分析其运行性能,发现该新风机可以满足全年98%的除湿需求。同时针对辐射末端+新风复合系统在重庆地区除湿降温需求期间的运行情况展开研究,发现该复合系统可以缩短响应时间,同时避免结露风险,为辐射空调系统推广应用提供支撑与参考。

【关键词】 户式新风机; 流路布置; 最优结构; 辐射末端; 新风+辐射

中图分类号 TU831 文献标识码 A

Optimal Design Analysis of a New Household Fresh Air Ventilator

Xu Ying Yang Can Chen Jinhua

(Key Laboratory of Three Gorges Reservoir Region's Eco-Environment, Chongqing, 400030)

【Abstract】 Aiming at the problems of condensation and low cooling capacity in radiation cooling systems, a new household fresh air ventilator for radiation cooling systems was proposed, and its structural parameters and operation performance were studied and analyzed. Through EVAP-COND, the influence of flow path arrangement, flow number, pipe row number, pipe diameter and pipe number of each row on heat transfer and dehumidification effect of heat exchanger was studied. The better structure of the fresh air ventilator is the uniform arrangement of the forward and reverse cross flow, the pipe diameter of 5mm, and the flow number of 6. Besides, its operation performance was analyzed and showed that the fresh air ventilator can meet 98% of the annual dehumidification requirements. In addition, the response time and condensation situation of the radiation terminal + fresh air composite system during the period of dehumidification and cooling demand in Chongqing were studied, and indicated that the composite system can reduce response time while avoiding the risk of condensation, which provides support for the promotion and application of radiation systems.

【Keywords】 Household fresh air ventilator; flow path arrangement; best structure; radiation systems; fresh air + radiation systems

作者简介: 徐颖 (1998.9-), 女, 在读硕士研究生, E-mail: xuying888@126.com

通讯作者: 陈金华 (1973.7-), 男, 博士, 教授, E-mail: c66578899@126.com

收稿日期: 2021-06-22

0 引言

随着社会发展,人们对室内环境舒适度的要求逐步提高。住宅的空调形式以房间空调器为主,但是存在许多弊端,例如活动区温度达不到设定值

[1]、室内相对湿度较高[1]、无新风导致室内空气质量不佳、有不舒适的吹风感等。

而辐射末端由于其较高的舒适性^{[2],[3]}、可以利用多种能源^[4],近年来的使用率正在逐步上升^[5]。

然而辐射空调也存在一些亟待解决的问题：当辐射壁面温度低于近壁面处空气的露点温度时，会出现结露现象^[6]，影响室内卫生条件和人员正常工作；当辐射末端不设置新风系统时，室内空气品质会受影响^[6]；在极端室外条件或室内热源散热量较大时，单独运行的辐射末端的供冷能力稍显不足^[7]。

同时，由于大多数人 70%~90% 的时间都是在室内度过的，其中在住宅的停留时间最长，美国疾控中心研究发现室内空气污染对人体的危害大于室外空气污染^[8]。因此，为满足人员健康需求，需要提供足量的新风以置换室内污染物。同时，由于室外条件的不同，冬夏分别需要对新风进行降温除湿和升温；当室外空气湿度较高，但温度适宜的时候，需要对室外新风进行除湿不降温的处理；当处于过渡季节时，可以直接引入新风进行通风。目前，解决上述问题的方法主要是增加住宅用新风系统。陈剑波等^[9]研发了一种兼具降温、除湿、升温三种功能的户式新风净化机，但实验工况将室内温湿度设为定值，未从室内需求入手分析机组除湿能力的可行性和实际应用时与其他热湿处理设备的配合情况。陈剑波等^[10]还提出了一种适用于被动式建筑的新风机组，新排风全热交换，但是缺乏新风量的判断，无法验证该新风机组是否能提供室内所需的新风量。李光宇等^[11]为上海某绿色建筑设计了一种辐射供冷与新风相结合的温湿度独立控制系统，但由于辐射末端和新风机共用冷源，当室内显热负荷较小时，新风机不能单独运行，系统运行方式受限。

因此本文提出一种新型户式多功能新风机，通过 EVAP-COND 软件探究其较优结构，并分析其运行性能。并针对辐射末端+新风复合系统研究不同室外气候条件对新风机除湿降温、除湿不降温、升温 3 个工况的换热效果和除湿效果的影响，为辐射空调系统推广应用提供支撑与参考。

1 新风机工作原理

本文提出一种新型新风机，新风机兼具除湿降温、除湿不降温、通风、升温多种功能。主要由压缩机、膨胀阀、制冷剂阀、风阀、四通换向阀以及换热器组成，各部件被封装于室内机和室外机箱体内。新风机内部结构原理图如图 1 所示。新风机通过控制制冷剂阀的开闭、风阀的开闭和室内、室外

风机的启停，改变 3 个换热器作为蒸发器或冷凝器，实现前述 4 种新风处理过程。

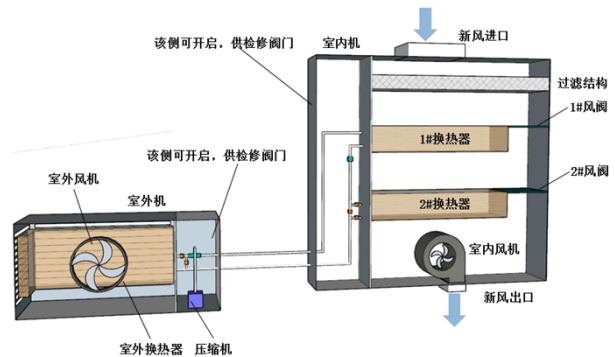


图 1 新风机结构原理图

Fig.1 Structural schematic diagram of the fresh air ventilator

以新风机的除湿降温模式为例，室内 1# 换热器为蒸发器，室内 2# 换热器被短路，室外换热器为冷凝器。蒸发器内空气处理过程如图 2 所示。

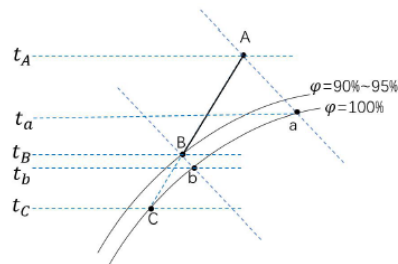


图 2 蒸发器空气处理过程

Fig.2 Air handling process of the evaporator

蒸发器的制冷量为：

$$Q_0 = G(h_A - h_B) \tag{1}$$

蒸发器的除湿量为：

$$W_0 = G(d_A - d_B) \tag{2}$$

其中， Q_0 为蒸发器制冷量，kW； G 为新风量，kg/h； h_A 为室外空气焓值，kJ/kg； h_B 为新风出口焓值，kJ/kg； W_0 为蒸发器除湿量，g/h； d_A 为室外空气含湿量，g/kg； d_B 为新风出口含湿量，g/kg。

2 新风机结构优化

为实现新风机上述功能，需要确定新风机的内部结构。1# 换热器在除湿降温模式和除湿不降温模式运行时作为蒸发器，在升温模式运行时作为冷凝器。由于除湿为新风机的首要任务，故主要分析对象为除湿降温元件——蒸发器，确定结构后再验证作为冷凝器时的换热效果。

对于换热器材料,目前最广泛使用的是铜铝翅片管,其利用了铜管的耐压性和铝的高效导热性能^[12]。因此在后续分析中,换热管选用紫铜管,翅片选择铝制翅片。对于制冷剂,结合现有研究,本文所用制冷剂选用 R410A。

2.1 流路布置

蒸发器的流路布置优化分析主要研究流向、流程数、流程均匀性对换热效果和新风出口状态的影响。根据已有研究,换热器采用交叉流式的换热效果优于顺流的换热效果^[13],因此此处仅讨论交叉流式。不同流路布置情况如表 1 所示。

表 1 流路布置情况

Table 1 Arrangement of flow path

流式编号	流向	流程数	流程布置均匀性
1	逆	3	均匀
2	顺	3	均匀
3	逆	1	均匀
4	逆	2	均匀
5	逆	4	不均匀
6	逆	5	不均匀
7	逆	5	均匀
8	逆	6	均匀
9	顺逆	/	/

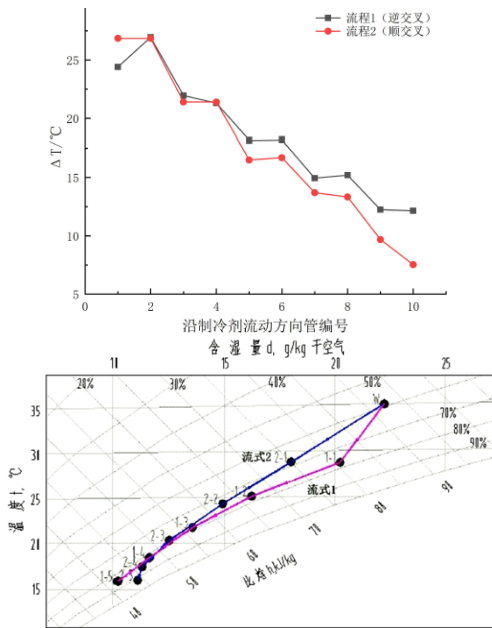


图 3 不同流向的传热温差及新风状态参数

Fig.3 Heat transfer temperature difference and fresh air state parameters in different flow direction

对比流式 1 和流式 2,两者流向分别为逆交叉和顺交叉,计算结果表明流式 1 的总制冷量、显热制冷量、潜热制冷量均比流程 2 大 7%左右。分别取两者的 1 个流程,沿制冷剂流动方向的肋管传热温差如图 3,可以看出逆交叉流式的传热温差略大于顺交叉流式。同时,由新风状态参数图可知,沿新风流向,顺流式处理潜热负荷的能力逐渐降低,逆流式处理潜热负荷的能力逐渐增强,新风出口的干球温度接近,但逆交叉流的新风出口含湿量更低。因此,在蒸发器其他结构相同的情况下,优先选择逆交叉流,因为其总制冷量及潜热制冷量更大,且新风出口含湿量低,处理潜热负荷的能力更强。

研究^[1]表明顺逆流相结合的形式利于强化传热,即制冷剂的进出口均布置在新风入口侧。对比同流程数的流式 4,计算结果表明流式 9 的总制冷量和潜热制冷量均略高于流式 4,因此顺逆交叉流式进一步提升传热温差。

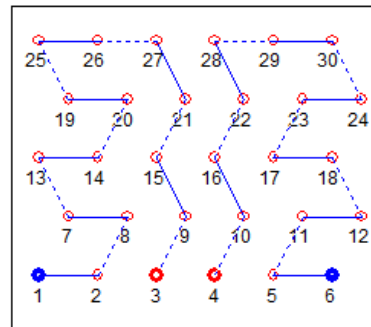


图 4 流式 9 (顺逆交叉流) 的布置图

Fig.4 Arrangement of plan 9 (forward and reverse cross flow)

对比流式 3、4、1、5、7、8,流程数分别为 1、2、3、4、5、6,换热情况随流程数的变化情况如图 5 所示。由图可知,总传热系数随流程数的增加而减小,总制冷量存在峰值,当流程数为 2 时,总制冷量最大。

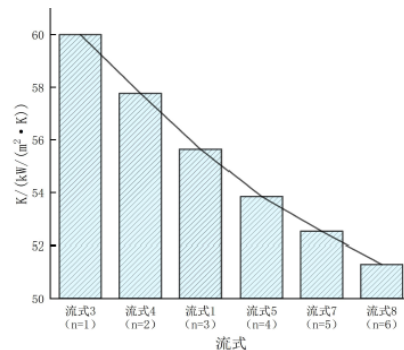


图 5 不同流程数的总传热系数

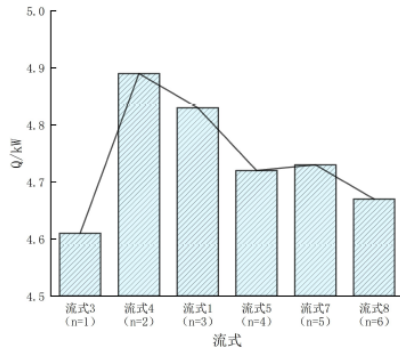


图5 不同流程数的总传热系数及总制冷量

Fig.5 Total heat transfer coefficient and total cooling capacity of different flow number

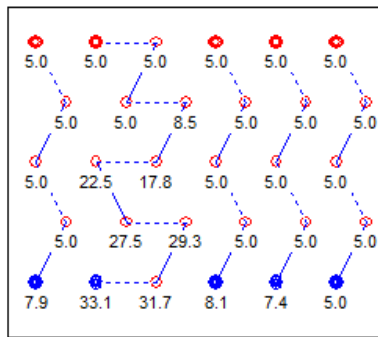


图6 流式6各肋管出口温度

Fig.6 Outlet temperature of each ribbed tube in plan 6

对比流式6和流式7，两者流程布置分别为不均匀和均匀，计算结果表明流式7的总制冷量比流式6的总制冷量大13.7%。这是由于制冷剂流经流式6的流程2时，过热度远大于其他流程的过热度（见图6），导致蒸发器表面温度不均匀，换热温

差减小，换热量下降，且距离流程2越近的流程，出口过热度越高。

2.2 肋管布置

基于上节确定的较优流路布置，约束总管长（即总换热面积相同），分析管排数和每排管数对换热、除湿性能的综合影响。管排数取2、3、4、5，每排管数考虑到制冷剂流程均匀性，取4、6、8，设计12种不同结构如表2所示。

表2 肋管布置方式

Table 2 Arrangement of ribbed tubes

结构编号	管排数	每排管数
1	2	4
2	2	6
3	2	8
4	3	4
5	3	6
6	3	8
7	4	4
8	4	6
9	4	8
10	5	4
11 (初始方案)	5	6
12	5	8

管排数和每排管数对制冷量计出风温湿度的影响如图7所示，由图可知与每排管数相比，管排数对制冷量和出风温湿度的影响更显著，且制冷量随管排数增加而增加。

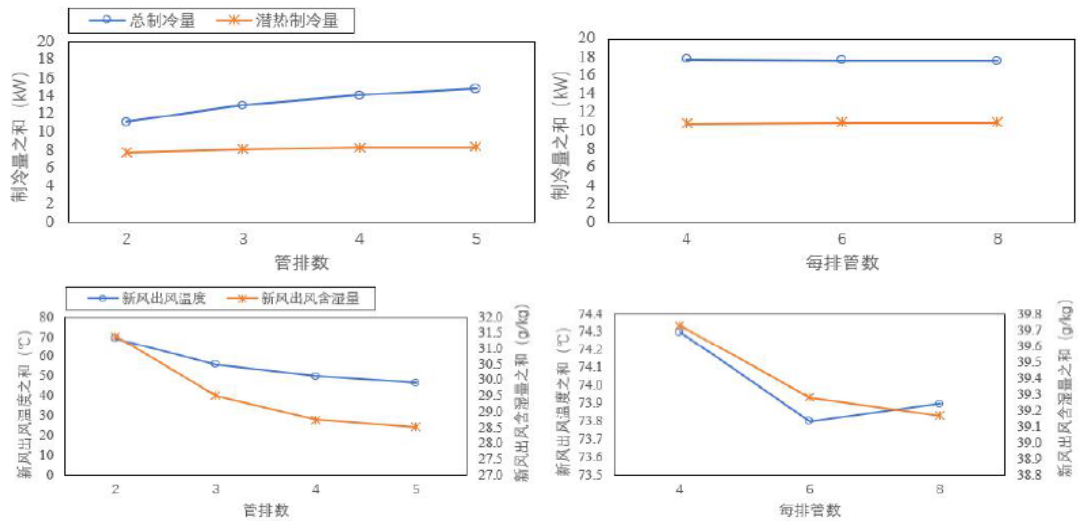


图7 管排数和每排管数对制冷量及出风温湿度的影响

Fig.7 The influence of pipe row number and pipe number of each row on cooling capacity and outlet air temperature and

2.3 管径

选择标准管径规格及各管径下使换热量最大的最佳流程数, 分别为 5mm ($n=6$)、7mm ($n=4$)、9.52mm ($n=2$), 约束管排数为 5、流程均匀, 调整管长保证迎风面积和风速相同, 计算制冷量及空气侧阻力。此处, 采用 Nu/Eu 表征换热器传热和阻力的综合影响^[14], Nu/Eu 越大, 综合传热性能越好。

$$Nu = \frac{\alpha_{a,e} \cdot d_e}{\lambda_{air}} \quad (3)$$

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho v_{max}^2} \quad (4)$$

计算得到不同管径蒸发器的 Nu/Eu 数值见表 3。由此可知, 随着管径减小, 全热和潜热的 Nu/Eu 增大, 综合传热性能提升, 对潜热换热能力提升更明显。同时, 计算得到的新风出风温湿度情况表明, 出风含湿量相同时, 管径 5mm 的出风温度最高, 可以降低结露风险, 因此 5mm 管更适合以除湿需求为主的热湿处理设备, 由于体积减小, 也更适合住宅安装。

表 3 不同管径蒸发器的 Nu/Eu

管径 mm	全热 Nu/Eu	潜热 Nu/Eu
5	4.582	2.852
7	3.779	2.323
9.52	2.936	1.788

3 新风机运行性能分析

根据上一节对各因素的分析, 确定新风机的室内机结构, 并在此基础上进行新风机的运行性能分析。

3.1 新风机单独运行

选择重庆市具有除湿降温需求的时段(4月中旬~9月下旬)进行分析新风机承担负荷的能力, 以设备显热比 SHR_{su} 、室内应用显热比 SHR_{de} 、制冷量、潜热负荷为衡量指标, 评判新风机单独运行时和室内负荷的匹配情况, 见公式(5)、(6)。评判结果如图 8、图 9 所示。

$$SHR_{su} = Q_{S-su} / Q_{T-su} \quad (5)$$

$$SHR_{de} = Q_{S-de} / Q_{T-de} \quad (6)$$

其中, Q_{S-su} 为设备提供的显热制冷量, kW;

humidity

Q_{T-su} 为总制冷量, kW; Q_{S-de} 为室内显热冷负荷, kW; Q_{T-de} 为总冷负荷(含房间负荷和新风负荷), kW。

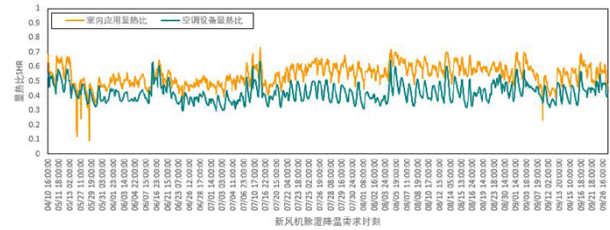


图 8 新风机除湿降温期 SHR 的匹配情况

Fig.8 Matching of SHR of the fresh air ventilator during dehumidification and cooling period

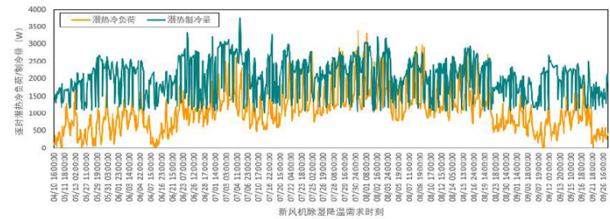


图 9 新风机除湿降温期潜热负荷与制冷量的匹配情况

Fig.9 Matching of latent heat load and cooling capacity of the fresh air ventilator during dehumidification and cooling period

由图可知, 除湿降温期的 99.3% 时间段中 $SHR_{de} > SHR_{su}$, 除湿降温期的 92.8% 时间段中制冷量 $>$ 潜热冷负荷。4月中旬~7月上旬及9月, 新风机在部分负荷下运行就有能力消除室内潜热负荷, 控制湿度在舒适区间, 当新风机不足以承担室内显热负荷时, 可开启辐射供冷系统以提高设备显热比, 实现设备显热比和室内应用显热比的匹配。在7月中旬~8月下旬, 由于潜热负荷较大, 约 26% 的时间内新风机需要满负荷运行, 同时辅助辐射供冷系统, 以消除新风机不能承担的大部分显热负荷。

3.2 新风机-辐射末端耦合运行

对于应用辐射供冷的房间, 新风的获取方式大致分为新风机新风和开窗通风, 本小节用 EnergyPlus 软件对新风机+辐射末端系统和开窗通风+辐射末端系统进行对比研究, 分析新风机对响应时间和结露风险的影响。模拟工况如表 4 所示。

表 4 复合系统模拟工况表

工况	新风送风温度	供水温度	流速
1	新风机满负荷运行切	12°C 切换 16°C	0.7m/s

20°C送风

12 开窗通风,新风机不允许 12°C切换 16°C 0.7 m/s

图 10 显示了 2 种工况下主卧 23:00~次日 8:00 辐射供冷运行时段室内空气干球温度的变化情况。由图可知,工况 1 (新风机+辐射供冷)的室内初始温度较低,这是因为辐射末端开启前,持续运行的新风机消除了室内的部分负荷,由此可以缩短响应时间。

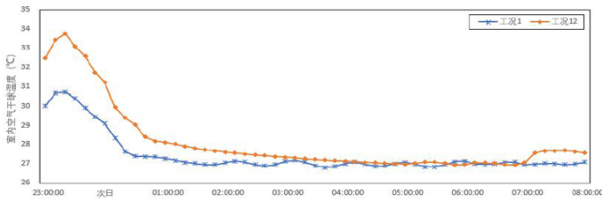


图 10 夏季设计日主卧空气温度

Fig.10 Air temperature of master bedroom in summer design day

图 11 显示了 2 种工况下主卧 23:00~次日 8:00 辐射供冷运行时段地面温度和贴附层空气露点温度的变化情况。辐射供冷系统开始运行后,室内空气温度降低,室内空气相对湿度增大。工况 1 的地面温度始终低于贴附层露点温度,无结露风险;而工况 12 在开始供水的 30min 开始,地面温度低于贴附层露点温度,即将出现结露现象。因此,该新风机与辐射供冷末端联合运行可以有效避免结露现象。

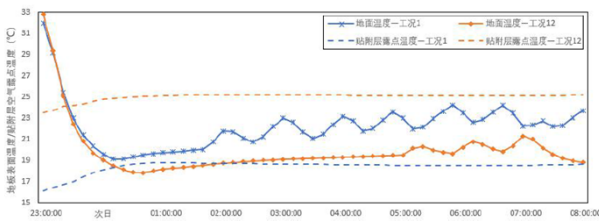


图 11 夏季设计日主卧地面温度/贴附层空气露点温度

Fig.11 Floor temperature/dew-point temperature of attached layer air of master bedroom in summer design day

4 结论

- (1) 蒸发器最优的流路布置为顺逆交叉流、流程均匀布置、管径选择 5mm 管、流程数为 6,此时除湿换热性能最优,新风出风含湿量最低;
- (2) 管排数对于制冷量的影响大于每排管数,且总制冷量随管排数的增加而增加;
- (3) 管径 5mm 的蒸发器更适合以除湿需求

为主的热湿处理设备,由于体积减小,也更适合住宅安装;

(4) 新风机在重庆地区的除湿降温期间内单独运行时,新风机可以满足全年 98%的除湿需求,在不能满足的少数时间内,可与辐射供冷末端耦合运行;

(5) 新风机+辐射末端可以缩短响应时间,同时避免结露风险。

参考文献:

- [1] 王倩.房间空调器除湿特性与应用基础研究[D].广州:华南理工大学,2015.
- [2] Kyu-Nam Rhee, Kwang Woo Kim. A 50 year review of basic and applied research in radiant heating and cooling systems for the built environment[J]. Building and Environment, 2015,91:166-190.
- [3] 李晓虹,苏华.地板辐射采暖与风机盘管采暖实验对比研究[J].四川建筑科学研究,2011,37(1):250-253.
- [4] L Z Zhang, J L Niu. Indoor humidity behaviors associated with decoupled cooling in hot and humid climates[J]. Building and Environment,2003,38(1):99-107.
- [5] 唐曦,革非,辜兴军.夏热冬冷地区住宅供暖探讨[J].暖通空调,2013,43(6):68-71.
- [6] 王子介,夏学鹰,戎卫国,等.地板辐射供冷可行性研究分析[J].暖通空调,2002,(6):56-58.
- [7] 陈金花.夏热冬冷地区居住建筑辐射地板系统控制策略的研究[D].重庆:重庆大学,2007.
- [8] 谢伟.室内颗粒物浓度变化特征及污染控制策略研究[D].西安:西安建筑科技大学,2013.
- [9] 陈剑波,高楠,席令.多功能户式新风净化机性能实验[J].暖通空调,2016,46(2):105-110.
- [10] 陈剑波,陈莹,江盼.基于被动房建筑的新风机组性能试验研究[J].流体机械,2018,46(7):64-68.
- [11] 李光宇,罗水松,林晨,等.辐射制冷结合除湿新风的温湿度独立控制系统在上海某绿色建筑中的应用[J].建筑科学,2012,28(S2):322-327.
- [12] 单宝琦.小管径翅片管换热器应用 R290 性能研究[J].洁净与空调技术,2019,(4):45-47.
- [13] 焦凤,邓先和,孙大力,等.管束排列及管间距对换热器传热性能的影响[J].石油学报(石油加工),2013,29(5):836-843.

[14] 冯涣森. 矩形翅片椭圆管换热性能数值模拟研究[D]. 青

岛: 青岛科技大学, 2016.