



冷凝排风热回收新风一体机的性能优化

夏 翠¹, 王志毅^{1,2}, 李建军², 陈乃道²

(1. 浙江理工大学建筑工程学院, 杭州 310018; 2. 浙江盾安人工环境股份有限公司, 浙江诸暨 311835)

摘 要: 为优化冷凝排风热回收新风一体机的运行性能, 建立冷凝排风热回收新风一体机的 Simulink 系统仿真模型和 Simulink-M 文件寻优模型, 采用试验与仿真相结合的方法对机组进行变环境工况性能研究, 得到机组在不同的环境温度条件下的最佳性能系数及其对应的最佳旁通新风量。结果表明: 在制冷标准工况、变旁通新风量条件下, 机组性能参数的仿真值和试验值的变化趋势保持一致, 且最大偏差在 $\pm 7.00\%$ 以内, 仿真模型可以正确反应机组在运行过程中的性能变化; 在机组变环境工况条件下, 机组的运行性能同时受到旁通新风的温度和风量的影响; 使用 Simulink-M 寻优模型计算可得到不同环境温度下的最佳旁通新风量的具体值, 最佳旁通新风量值随环境温度的升高先增大后减小, 机组使用变频风机可以达到节能的效果。研究结果为提高冷凝排风热回收新风一体机制冷工况的运行性能提供参考。

关键词: 排风热回收; 混风冷凝; 变环境工况; 优化

中图分类号: TU831.4

文献标志码: A

文章编号: 1673-3851(2020)07-0570-08

Performance optimization of the exhaust air-condensation fresh air handling unit

XIA Cui¹, WANG Zhiyi^{1,2}, LI Jianjun², CHEN Naidao²

(1. School of Civil Engineering and Architecture, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China; 2. Zhejiang Dun'an Artificial Environmental Co., Ltd., Zhuji 311835, China)

Abstract: In order to optimize the performance of the exhaust air-condensation fresh air handling unit, the Simulink system simulation model and the Simulink-M file optimization model of the exhaust air-condensation fresh air handling unit were established in this paper to study the performance of the unit under variable environmental conditions by combining experiments and simulation. Finally, the optimal performance coefficient and the corresponding optimal bypass fresh air volume of the unit under different ambient temperature conditions were obtained. The results show that the change trend of the simulation value and the test value of the unit's performance parameters is consistent, and the maximum deviation is controlled within $\pm 7.00\%$ under the conditions of refrigeration standard condition and variable bypass fresh air. The simulation model can correctly reflect the performance changes of the unit during the operation. The operation performance of the unit is affected by the temperature and air volume of the bypass fresh air under variable environmental conditions. The Simulink-M file optimization model can obtain the specific value of the optimal bypass air volume under different ambient temperature. As the ambient temperature increases, the optimal bypass fresh air volume increases first and then decreases. With the use of variable frequency fans, the unit can achieve the effect of energy saving. The conclusions of

收稿日期: 2019-10-10 网络出版日期: 2020-01-02

基金项目: 浙江省自然科学基金项目(111434A4)

作者简介: 夏 翠(1995-), 女, 湖南岳阳人, 硕士研究生, 主要从事制冷设备优化方面的研究。

通信作者: 王志毅, E-mail: zywang-wf@163.com

this paper could be considered as the useful reference for improving the operation performance of the unit.

Key words: exhaust air heat recovery; mixed air condensation; variable environmental conditions; optimization

0 引言

排风热回收技术通过使用换热器回收排风中的能量,是建筑节能的重要手段^[1]。换热器按照类型可以分为板式换热器、转轮式换热器、热管式换热器、中间热媒式换热器和热泵式换热器等^[2-4]。冷凝排风热回收新风一体机是将全新风机和热泵系统相结合,利用建筑排风作为机组冷凝风的热泵式排风热回收新风机^[5]。

热泵式排风热回收是一种新型的有源热回收技术。对热泵式排风热回收新风机的现有研究主要集中在节能性^[6-9]和性能优化^[10-12]。Fracastoro等^[6]从能源的角度证明,热泵式排风热回收是极为有利的废气热回收系统。陈华等^[7]发现,使用排风作为冷凝器的热源,可实现热泵式排风热回收新风机在较低的冷凝温度下运行,提高机组的制冷系数,从而提高机组的能源利用效率。陈祖铭等^[8]通过实例研究发现,采用室内排风作为冷凝器热源的冷凝效果优于室外新风,这是因为使用室内排风作为冷凝器热源,避免了因空气的置换通风而造成的能量损失,同时充分利用了室内排风的显热和潜热。明祥宇等^[9]提出了一种改善机组运行工况的方法,该方法利用温度相对较低的室内排风作为冷凝器的热源,解决了高温环境下新风机的压缩机排气温度和排气压力过高的问题。

然而,热泵式排风热回收新风机也存在一些缺陷,如:排风量受限于新风量,排风量不足易导致冷凝器侧换热系数较小,最后导致机组的制冷量达不到理想值^[10]。为了提高机组的制冷量,魏季宁等^[11]提出了在排风道与新风道之间增加旁通风道的方法,该方法通过旁通部分新风量增加冷凝器的冷凝风,可以提高新风机组的制冷量,解决热泵性能降低的问题。卢玥明等^[12]将混风冷凝的热泵热回收机组与普通热泵热回收机组进行了对比,发现在相同的送风温度下,带混风冷凝的热泵机组比普通热泵机组的性能系数高。

从上述研究结果来看,采用旁通新风量来增加冷凝器冷凝风的方法,可以改善机组的运行性能,提高机组的性能系数。而增加旁通新风量将引起排风风机功耗的增加,所以旁通新风量值不能无限制增

加,且在不同环境温度工况下,新风和排风的混合风的温度升高将引起压缩机功耗的增加,所以机组的性能系数同时受室外新风的温度和风量的影响。本文针对冷凝排风热回收新风一体机的性能系数同时受室外新风的温度和风量影响的特点,采用试验与仿真研究相结合的方法,研究冷凝排风热回收新风一体机的变环境工况性能。在不同环境工况下,研究改变旁通新风量对机组性能系数的影响,寻找使机组性能系数最佳的旁通新风量值,为提高冷凝排风热回收新风一体机的运行性能提供有价值的参考。

1 系统仿真模型

1.1 Simulink 各部件子系统仿真模型

本文研究的冷凝排风热回收新风一体机的各部件结构参数和数学模型如表1所示。机组制冷系统采用变频压缩机,换热器采用椭圆管换热器,节流元件采用电子膨胀阀,制冷工质为R410A。由于机组的设计处理新风量为定值,所以用于输送设计处理新风的送风风机采用定频离心式风机。而排风风机输送经过冷凝器处理的冷凝风,冷凝风随着旁通新风量的变化而变化,所以排风风机采用变频离心式风机。

本文通过研究各部件的数学模型,采用Simulink为仿真工具,建立了各部件的Simulink子系统模型,并将各子系统模型根据制冷系统各部件耦合关系^[13]进行连接。系统模型的主要信息见表1,各部件的耦合关系如图1所示。系统通过质量守恒、动量守恒和能量守恒将系统各部件和环境空间耦合成一个整体。各部件通过制冷剂的压力、比焓和质量流量相互影响,形成一个闭环回路,环境空间通过改变冷凝器和蒸发器的换热条件和改变变频压缩机的频率来实现对系统的影响。该系统与既有新风机系统的区别在于,影响冷凝器与蒸发器的环境参数不同。在既有模型中,冷凝器和蒸发器的环境参数均是室外新风的温度、湿度及空气流量,而在冷凝排风热回收新风一体机中,影响蒸发器的主要参数为室外新风的温度、湿度及空气流量,影响冷凝器的主要参数为冷凝风的温度、湿度及空气流量,此冷凝风为室内排风和旁通新风的混合风。

表 1 系统模型主要信息

部件名称	部件信息	模型类型
压缩机	E655DHD-65D2YG	涡旋压缩机经验数学模型
换热器	6 排、30 孔、长 1370 mm	稳态集中参数模型
电子膨胀阀	VRF-32D23	流量曲线模型
排风风机	变频离心式风机,额定功率 4.0 kW	多项式拟合模型
送风风机	定频离心式风机,额定功率 1.5 kW	多项式拟合模型

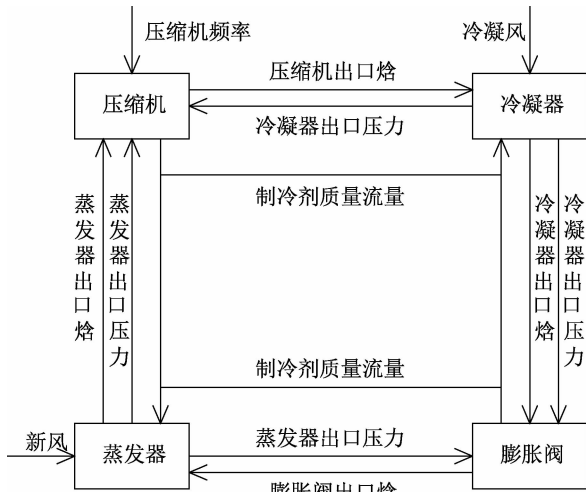


图 1 制冷系统各部件耦合关系

1.2 Simulink-M 文件寻优模型

Simulink-M 文件混合编程同时具有 M 文件编程调试方便和 Simulink 的可视化、易于构建复杂模型的优点,使用 Simulink-M 文件混合编程简化了仿真的过程^[14]。本文使用 Simulink 的 Fcn 模块编写 M 文件,在目标函数的约束条件下,输入 Simulink 系统仿真模型的初始参数,调用 Simulink 系统仿真模型进行仿真计算^[15-16]。程序的输入量为:Simulink 系统仿真模型的已知条件、冷凝温度、蒸发温度、旁通新风量,需要求解的输出量为:1/C 的最小值和这个最小值对应的系统冷凝温度、系统蒸发温度、旁通新风量,其中:C 为冷凝排风热回收新风一体机的性能系数。Simulink-M 文件寻优模型的仿真程序流程见图 2,其中 M 文件的具体算法描述如下:

- a) 假定冷凝温度 T_c 、蒸发温度 T_e 和旁通新风量 G_a 的范围和步长,生成关于 T_c 、 T_e 和 G_a 的一维数组,假设 T_c 、 T_e 、 G_a 的长度为 a 、 b 、 c ,可定义 1 个 $a \times b \times c$ 的三维矩阵 A ;
- b) 使用 3 个嵌套的 for 循环不断改变 T_c 、 T_e 、 G_a 这 3 个参数,每改变其中一个值,即运行 Simulink 系统仿真模型一次;
- c) 将 Simulink 系统仿真模型计算出的系统冷凝温度 T'_c 、系统蒸发温度 T'_e 输入 M 文件中与假定的 T_c 、 T_e 比较,如果相同则转 d),否则继续改变

T_c 、 T_e 的值,转向 b);

d) 将 Simulink 系统仿真模型输出的每一次的 C 储在 M 文件中;

e) 判断仿真是否结束,如果是,则转向 f),否则转向 b);

f) 将 1/C 作为目标函数,通过 min 指令搜索寻优;

g) 输出结果,结束。

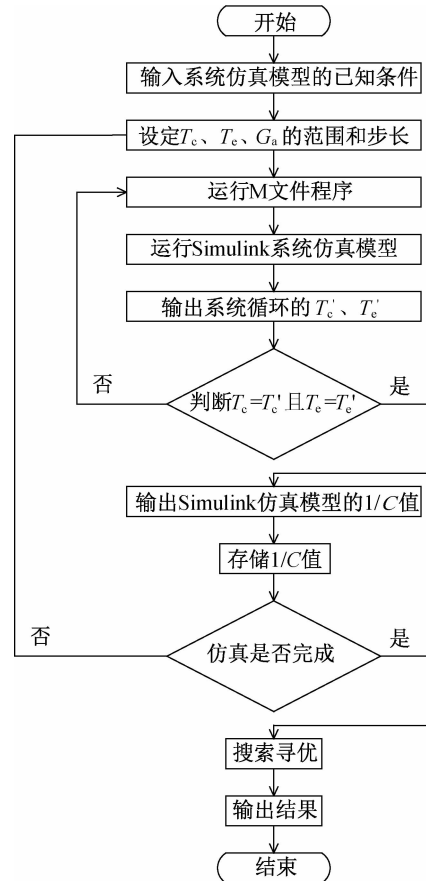


图 2 Simulink-M 文件混合编程寻优模型仿真程序计算流程

本文建立的系统仿真模型的 Simulink 框图如图 3 所示,其中: t_a 表示旁通新风的干球温度; t_s 表示旁通新风的湿球温度; G'_a 表示排风风量; t'_a 表示排风的干球温度; t'_s 表示排风的湿球温度; G_c 表示冷凝风量; t_c 表示冷凝风干球温度; P_{fan} 表示风机功率; f 表示压缩机频率; ΔT_{sh} 表示过热度; q_0 表示单位制冷量; w_0 表示单位压缩功; ϵ 表示压缩比; v 表示压缩机吸气比体积; q_k 表示单位冷凝负荷; h_{in} 表示制冷剂在各部件的入口焓; h_{out} 表示制冷剂在各部件的出口焓; P_e 表示压缩机输入功率; G_r 表示制冷剂质量流量; Q_0 表示制冷量; t_r 表示制冷剂在冷凝器的出口温度; P_{in} 表示制冷剂在各部件的入口压力; P_{out} 表示制冷剂在各部件的出口压力; t_b 表示制冷剂在膨胀阀的入口温度; G_{a1} 表示送风量; t_{aj} 表示室外环境的干球温度; t_{as} 表示室外环境的湿球温度。

系统仿真模型根据制冷系统各部件耦合关系和 M 文件的算法, 将冷凝排风热回收新风一体机各部件

的 Simulink 子系统模型和 M 文件程序连接并形成循环, 可以实现系统仿真的需要。

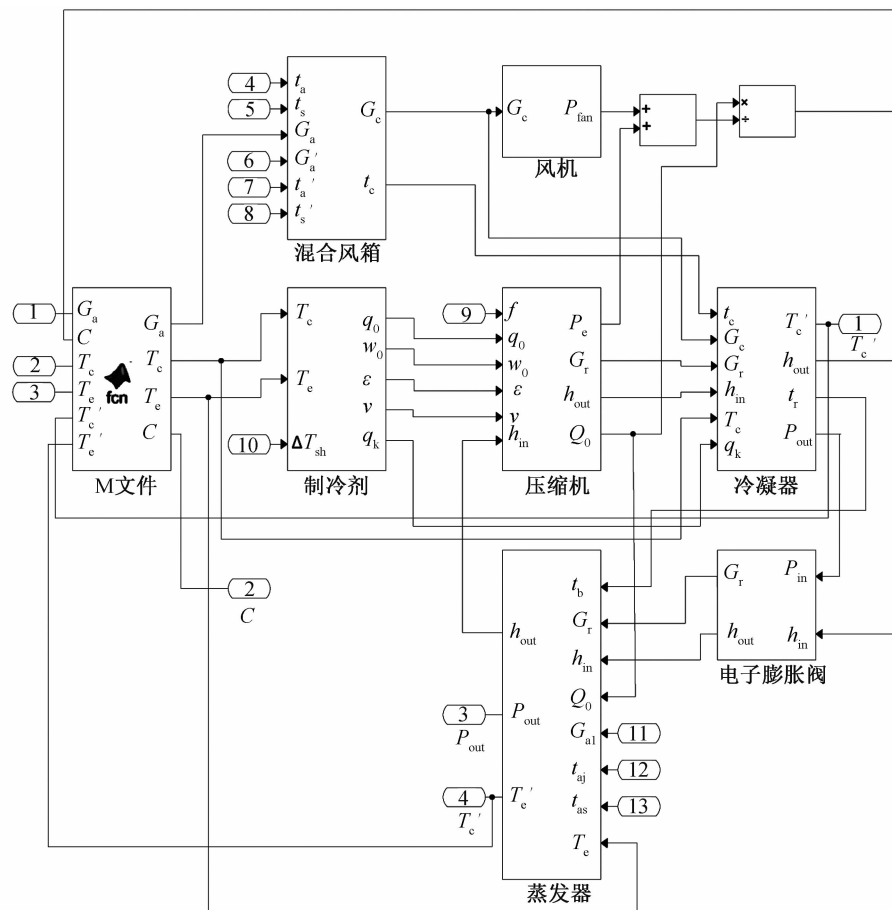


图 3 系统仿真模型的 Simulink 框图

2 仿真模型的试验验证与分析

2.1 试验方案与试验系统

试验样机在焓差实验室内进行测试, 测试系统包括室内侧和室外侧环境模拟间、测试装置及试验样

机。其试验样机的系统流程及测点布置如图 4 所示。试验样机为 1 台冷凝排风热回收新风一体机, 制冷工质为 R410 A, 名义制冷量为 58 kW, 设计新风处理量为 7000 m³/h。试验样机沿系统流程布置了 5 个制冷剂压力、温度测点以及 4 个空气温度测点。

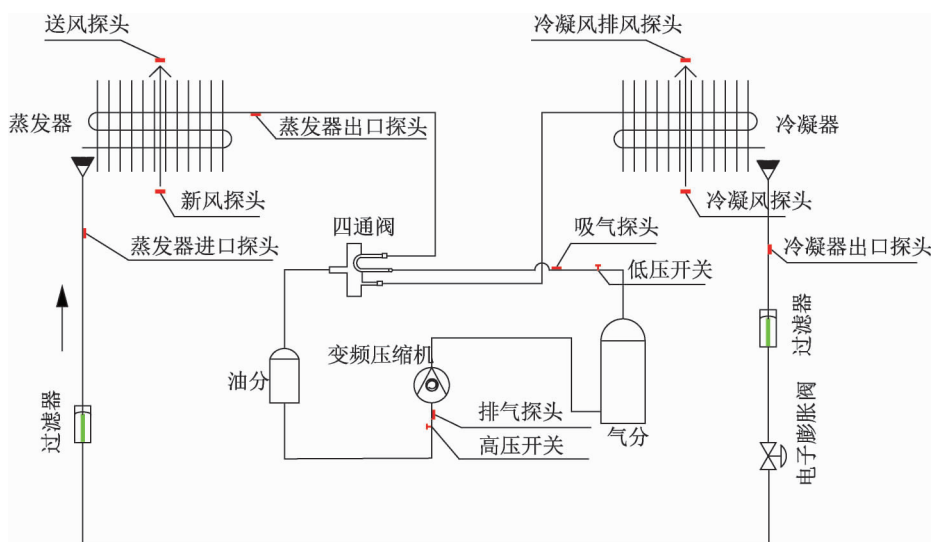


图 4 试验样机测试流程及测点布置

试验方案为:在制冷标准工况的条件下(干球温度 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$,湿球温度 $28\text{ }^{\circ}\text{C}$),保持室内排风量不变,改变旁通的新风量,研究排风和旁通新风量混合后导致的冷凝风温度和风量的变化对机组压缩机吸、排气压力、制冷量、系统总输入功率、性能系数的影响。鉴于试验条件的限制,本文选取了4组工况对机组进行试验分析,并与 Simulink 系统仿真模型计算结果进行对比分析,旁通新风量分别为 0 、 2000 、 3500 、 $5000\text{ m}^3/\text{h}$ 。

2.2 试验结果验证

图 5(a)~(d)为在制冷标准工况、室内排风量不变、冷凝器侧的旁通新风量变化时,机组性能参数的试验结果和仿真结果。图 5(a)为测试过程中,旁通新风量的改变对压缩机吸、排气压力的影响。图

5(b)为旁通新风量的改变对机组制冷量的影响。图 5(c)为旁通新风量的改变对机组系统总输入功率的影响。图 5(d)为旁通新风量的改变对机组性能系数的影响。图 5 的仿真结果与试验结果表明:压缩机吸、排气压力、制冷量、系统总输入功率、性能系数的仿真结果变化趋势与试验结果保持一致。在定量的比较中,仿真结果与试验结果保持了一定的精度,其中压缩机吸气压力最大误差为 4.74% ,压缩机排气压力最大误差为 3.99% ,制冷量的最大误差为 3.79% ,系统总输入功率最大误差为 3.38% ,性能系数最大误差为 6.11% 。所有误差均在 $\pm 7.00\%$ 以内,仿真数据可靠,Simulink 系统仿真模型能正确反应机组在运行过程中的性能变化情况。

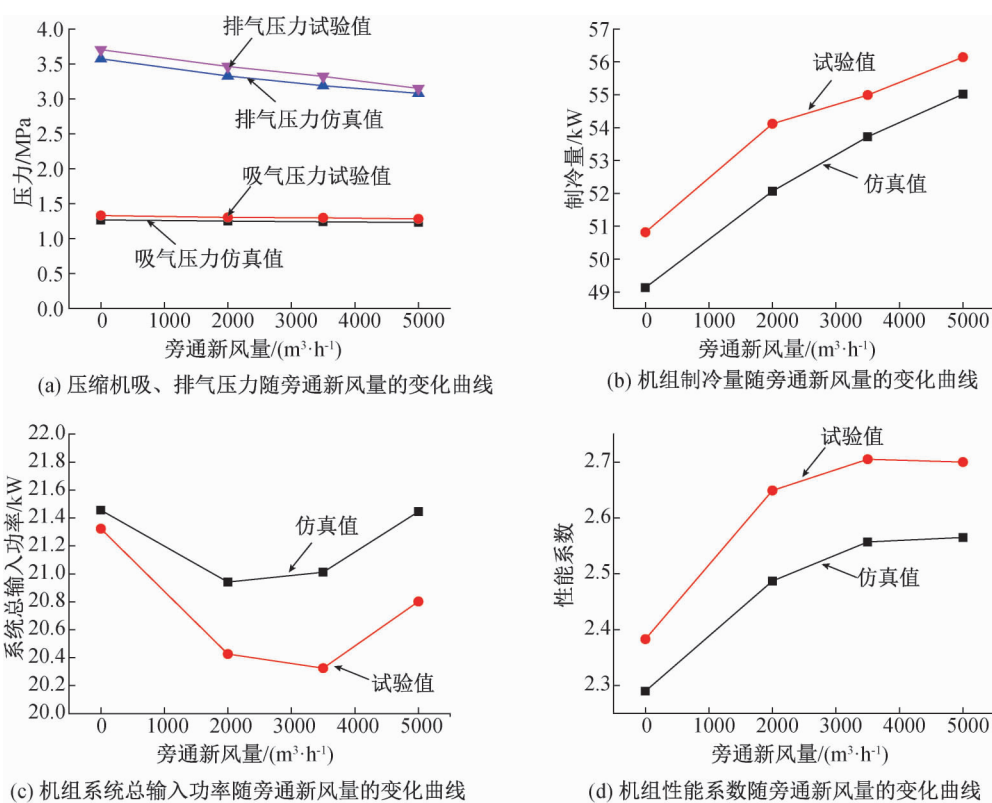


图 5 仿真结果与试验结果比较

3 仿真应用及结果分析

3.1 机组变环境工况性能研究

将 Simulink 系统仿真模型应用于机组变环境工况运行性能研究。在送风量为 $7000\text{ m}^3/\text{h}$,排风的干球温度为 $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、湿球温度为 $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ 且排风风量为 $7000\text{ m}^3/\text{h}$ 不变的条件下,通过旁通不同的新风量改变冷凝风的温度和风量,观察机组的压缩机吸、排气压力、蒸发温度、冷凝温度、制冷量、系统总输入功率、性能系数等参数随着旁通新风量的变化。机组变环境工况运行性能研究工况见表 2。

表 2 机组变环境工况运行性能研究工况

序号	室外新风温度/ $^{\circ}\text{C}$		室内排风温度/ $^{\circ}\text{C}$	
	干球	湿球	干球	湿球
1	26.0	18.7	27.0	19.0
2	29.0	21.1	27.0	19.0
3	32.0	23.6	27.0	19.0
4	35.0	28.0	27.0	19.0
5	38.0	28.5	27.0	19.0
6	41.0	31.0	27.0	19.0
7	44.0	33.5	27.0	19.0

Simulink 系统仿真模型仿真结果如图 6—图 12 所示。图 6—图 7 为压缩机吸气压力和排气压力随

旁通新风量的变化,图8—图9为蒸发温度和冷凝温度随旁通新风量的变化。从图6—图9可以看出,随着旁通新风量的增加,压缩机的进、出口制冷剂压力、冷凝温度和蒸发温度减小,说明冷凝器侧冷凝风量的增加,增大了迎面风速,加强了冷凝器侧的换热效果,改善了机组的运行状况。

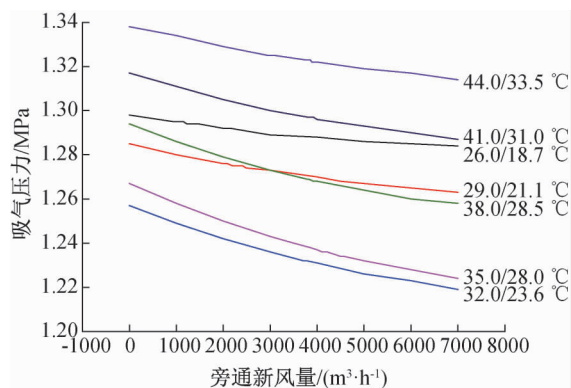


图6 吸气压力随旁通新风量的变化曲线

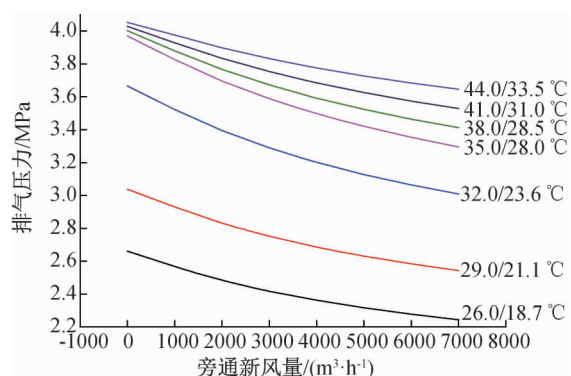


图7 排气压力随旁通新风量的变化曲线

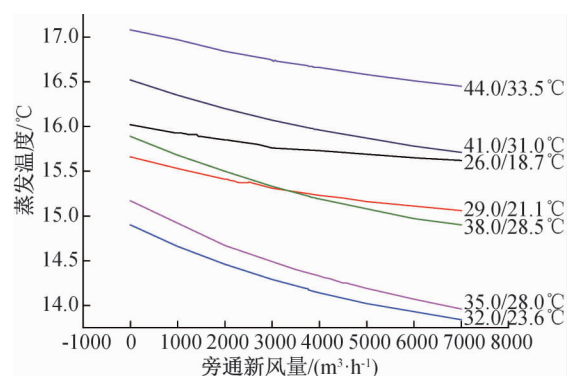


图8 蒸发温度随旁通新风量的变化曲线

图10和图11分别为制冷量和系统总输入功率随旁通新风量的变化。图10表明随着旁通新风量的增加,制冷量增加并逐渐趋于平缓,说明因为新风的温度比排风温度高,所以随着旁通新风量的增加,冷凝器的进风温度升高,削弱了增大迎面风速对冷凝器的强化效果。图11表明随着旁通新风量的增

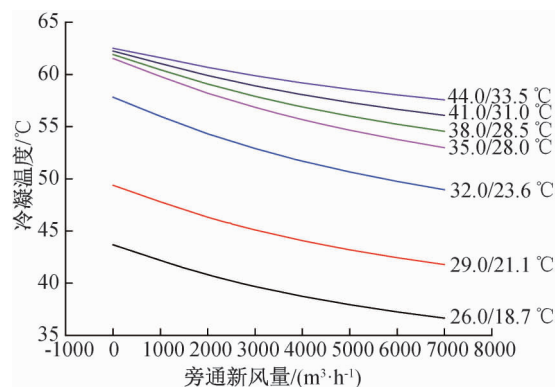


图9 冷凝温度随旁通新风量的变化曲线

加,系统总输入功率先减小后增加,系统总输入功率是包含了压缩机功率和送、排风风机功率的总功率。随着旁通新风量的增加,冷凝器侧迎面风速增大,压缩机的输入功率减小,定频送风风机的功率不变,而变频排风风机的功率增加。所以系统总输入功率的变化需要综合考虑压缩机输入功率和排风风机功率的变化,而随着旁通新风量的增加,变频排风风机增加的功耗将逐渐大于变频压缩机减小的功耗,所以系统总输入功率随着旁通新风量的增加先减小后增大。在不同环境工况下,变频压缩机的频率不同,制冷剂的质量流量受频率的影响。当环境干球温度大于35℃时,压缩机以额定频率运行,当环境干球温度为26~35℃时,机组在部分负荷工况下运行,当机组环境干球温度为26℃时,机组在最小负荷工况下运行。当旁通新风量不变时,随着环境温度的升高,压缩机的频率增大,导致冷凝器内的制冷剂流量增大,此时压缩机吸入过热的制冷剂经等焓压缩后,排气压力上升,制冷量随着压缩机频率的增加而增加,系统总输入功率先减小后增大,此时系统总输入功率只需要考虑压缩机功率的变化,而压缩机输入功率不仅受压缩机频率的影响,还受压缩机电效率的影响。

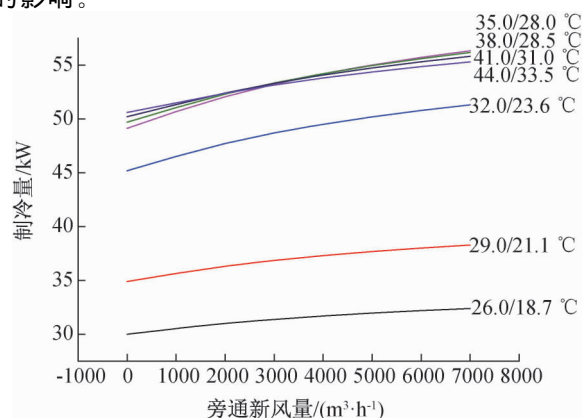


图10 制冷量随旁通新风量的变化曲线

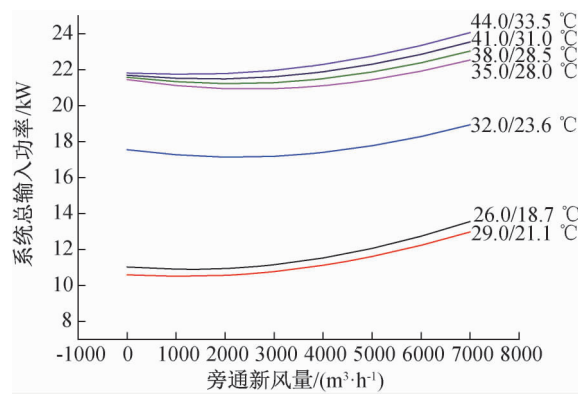


图 11 系统总输入功率随旁通风量的变化曲线

图 12 为不同环境温度下,旁通风量对机组性能系数的影响。图 12 表明随着旁通风量的增加,机组性能系数先增大后减小,在不同环境温度下,性能系数曲线的峰值不同。说明机组的最佳性能系数同时受到新风的温度和旁通风量的影响,与此同时,在不同环境温度下,最佳性能系数所对应的最佳旁通风量随着环境温度的上升先增大后减小。

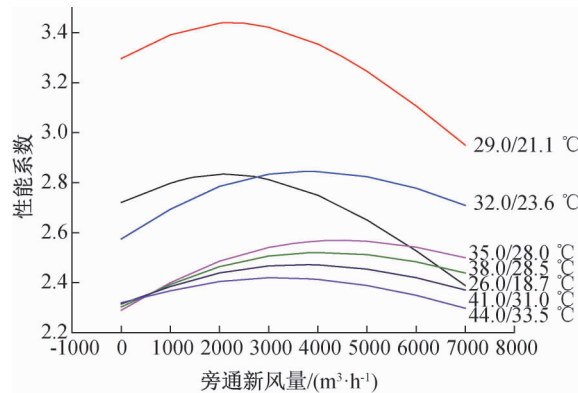


图 12 性能系数随旁通风量的变化曲线

3.2 不同环境温度对应的最佳旁通风量

为寻找机组最佳运行工况时的最佳旁通风量的具体值,本文以 $1/C$ 为目标函数,以冷凝温度、蒸发温度和旁通风量为设计变量,通过使用 Simulink-M 文件混合编程,使用 M 文件编程调用 Simulink 系统仿真模型计算系统的性能系数,最后根据最小化原则对 $1/C$ 进行寻优计算,输出不同环境温度下,机组的最佳性能系数值及其对应的冷凝温度、蒸发温度、旁通风量值和风机负荷率。其中风机负荷率是以排风风机额定功率 4 kW 为基准时,排风风机轴功率的相对值,输出结果见表 3。

由表 3 可以得到机组在不同环境温度运行时的最佳性能系数值及其对应的最佳旁通风量的具体值。最佳旁通风量值随着环境温度的升高先增大后减小,当环境干球温度为 35 °C 时,最佳旁通风风

表 3 不同环境温度下最佳旁通风量及对应的风机负荷率

环境干球温度/°C	冷凝温度/°C	蒸发温度/°C	最佳旁通风量/(m³·h⁻¹)	排风风机负荷率/%	性能系数
26	41.60	15.91	2052	39.1	2.83
29	46.06	15.39	2196	39.5	3.44
32	51.94	14.17	3708	63.5	2.85
35	55.11	14.25	4536	76.9	2.57
38	56.92	15.19	3960	66.5	2.52
41	58.18	15.98	3852	64.6	2.47
44	59.84	16.74	3060	52.2	2.42

量最大。在不同环境温度条件下,机组在最佳旁通风量下运行时,排风风机均未达到满负荷,标准制冷工况对应的最大排风风机负荷率仅为 76%,所以采用变频技术对排风风机进行控制,可以达到节能的目的。

4 结 论

本文通过冷凝排风热回收新风一体机各部件的数学模型研究,采用 Simulink 为仿真工具,建立了部件和整机系统的 Simulink 系统仿真模型,并将仿真模型应用于机组的性能研究。同时还编写 M 文件调用 Simulink 系统仿真模型,以 $1/C$ 为目标函数,以冷凝温度、蒸发温度和旁通风量为设计变量,寻优得到机组运行时的最大性能系数值,及其对应的最佳旁通风量值。通过对仿真计算结果和试验实测结果进行分析可得出以下结论:

a) Simulink 系统仿真模型的仿真结果与试验实测结果吻合度较高,能正确反应机组在运行过程中的性能变化情况。

b) 将排风热回收技术应用于全新风机组,改变机组冷凝器侧的环境,可以改善机组的运行状况。在排风量为定值的条件下,随着旁通风量的增加,冷凝器迎面风速加大,压缩机的进、出口制冷剂压力减小,制冷量先增加后逐渐趋于平缓,系统总输入功率先减小后增加,所以机组性能系数有先增大后减小的趋势。

c) 机组的最佳运行工况同时受旁通风的温度和流量的影响。在不同环境温度下,均对应一个使机组性能系数达到最大的最佳旁通风量,随着环境温度的升高,使机组达到最大性能系数的最佳旁通风量先增大后减小。当环境干球温度分别是 26、29、32、35、38、41、44 °C 时,最佳旁通风量分别是 2052、2196、3708、4536、3960、3852、3060 m³/h。

d) 机组运行时,可根据环境温度的不同调节旁通风量使机组在最佳性能下运行。排风风机在调

节过程中最大负荷率为76%,最小负荷率为32%,故冷凝排风热回收新风一体机使用变频风机可以达到节能的效果。

参考文献:

- [1] 施睿华. 上海地区公共建筑采用排风热回收装置的节能性[J]. 暖通空调, 2017, 47(9): 92-95.
- [2] 刘坡军. 空气源热泵回收空调系统排风能量的应用[J]. 建筑热能通风空调, 2018, 37(6): 57-59.
- [3] Cuce P M, Riffat S. A comprehensive review of heat recovery systems for building applications [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015, 47: 665-682.
- [4] Mardiana-Idayu A, Riffat S B. Review on heat recovery technologies for building applications[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, 16(2): 1241-1255.
- [5] 潘祖栋, 王志毅, 杨松杰, 等. 冷凝排风热回收一体机在杭州地区应用的经济性分析[J]. 发电与空调, 2017, 38(2): 65-68.
- [6] Fracastoro G V, Serraino M. Energy analyses of buildings equipped with exhaust air heat pumps (EAHP) [J]. Energy and Buildings, 2010, 42(8): 1283-1289.
- [7] 陈华, 周楚, 史德福. 不同冷凝热回收方式下热泵空调动态特性的实验研究[J]. 太阳能学报, 2015, 36(5): 1239-1246.
- [8] 陈祖铭, 舒力帆, 李志明, 等. 多联机空调系统新风的节能设计研究[J]. 制冷, 2017, 36(4): 35-39.
- [9] 明祥宇, 黄虎, 张忠斌, 等. 排风能量回收型全新风机组试验分析[J]. 建筑科学, 2014, 30(8): 19-21.
- [10] Han F X, Zhang Z B, Huang H, et al. Experimental study on the all-fresh-air handling unit with exhaust air energy recovery[J]. Energy Procedia, 2018, 152: 431-437.
- [11] 魏季宁, 谭川, 杨根生, 等. 排风热回收装置的优化[J]. 暖通空调, 2012, 42(11): 155-160.
- [12] 卢玥明, 常萌萌, 孙钊, 等. 新型混风热泵热回收新风机性能分析[J]. 制冷技术, 2018, 38(6): 68-71.
- [13] 李丹阳, 王菲, 周游. 基于 Simulink 的压缩式制冷系统动态特性分析[J]. 低温与超导, 2017, 45(11): 52-58.
- [14] 王玥, 王小旭, 吴石雨, 等. 基于 Simulink-M 文件混合编程方法的飞行器推力方案优化[J]. 北京理工大学学报, 2009, 29(10): 847-849.
- [15] 曹珏未. 暖通空调制冷系统的优化与控制技术分析[J]. 工程建设与设计, 2019(2): 63-64.
- [16] 刘树清. 空调制冷系统设计的优化浅谈[J]. 设备管理与维修, 2019(10): 141-142.

(责任编辑:康 锋)