

DOI:10.13718/j.cnki.xsxb.2020.02.012

某 THIC 空调系统热舒适性及能耗的模拟分析^①

陈隽锋, 张永东, 黎强, 熊伟成

西南大学 工程技术学院, 重庆 400716

摘要: 以重庆市某采用 THIC 空调系统的试验房为研究对象, 采用 TRNSYS 建立了该空调系统的仿真平台, 通过夏季设计工况的计算模拟, 发现其存在热舒适性欠佳、能耗较高等问题. 针对上述现象, 在原系统中增设了室内排风显热回收装置进行改进和模拟, 计算结果表明, 相比原空调系统, 室内热舒适性达标时段增加约 13.58%, 能耗降低约 6.79%.

关键词: THIC 空调系统; 室内排风显热回收; 热舒适性; 能耗

中图分类号: TU831 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5471(2020)02-0079-06

THIC(温湿度独立控制)空调系统的实现形式为高温冷源提供冷水, 以辐射供冷方式处理显热负荷从而控制室内温度, 同时采用低温冷源所提供的冷水去除湿负荷, 以达到室内温湿度独立控制的目的, 以上两套系统分别称之为 THIC 空调系统的温度控制系统和湿度控制系统^[1]. 由于 THIC 空调系统的室内负荷处理方式及制冷主机设置方式均有别于传统空调系统, 因此其室内热舒适性及制冷主机能耗成为了有待研究的问题^[2-4]. 本文拟采用 TRNSYS 对所研究的重庆市某试验房 THIC 空调系统的室内热舒适性及制冷主机能耗进行模拟分析.

1 试验房空调系统概况

试验房 THIC 空调系统原理如图 1 所示, 高温冷源选用一台额定冷量为 14 kW 的空气源热泵, 夏季供水温度为 16 ℃, 末端采用毛细管辐射顶板进行辐射供冷; 低温冷源选用一台额定冷量为 11.5 kW 的空气源热泵, 夏季制备 7 ℃ 的低温冷水, 末端采用地板送风形式将表冷盘管深度除湿后的新风送入室内. 试验房 THIC 空调系统控制逻辑为: 当控制系统探测到室内温度小于 24 ℃ 时, 关闭温度控制系统, 当室内温度大于 28 ℃ 时, 开启温度控制系统; 当控制系统探测到室内相对湿度高于 65% 时, 开启湿度控制系统, 当室内相对湿度低于 55% 时, 关闭湿度控制系统.

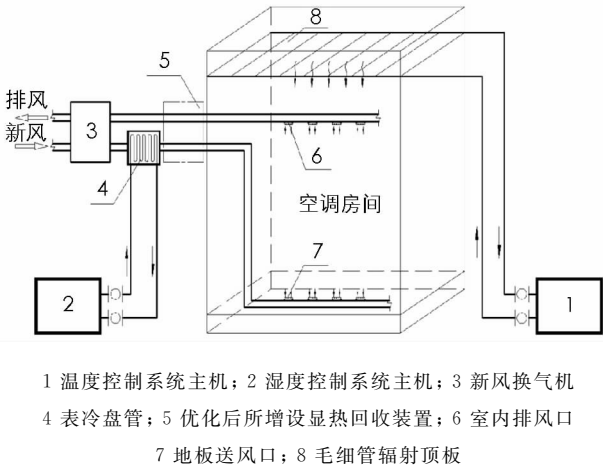


图 1 试验房空调系统原理图

① 收稿日期: 2018-11-21
基金项目: 中国博士后科学基金资助 (2017M623302XB); 重庆市博士后资助项目 (XM2017033).
作者简介: 陈隽锋(1995—), 男, 硕士研究生, 主要从事建筑环境与节能技术的研究.
通信作者: 黎强, 副教授, 硕士研究生导师.

2 模拟方法及实测验证

2.1 室内温湿度及制冷主机能耗的模拟计算

根据前述各空调系统部件，在 TRNSYS 中搭建了空调系统仿真平台，其数据流程如图 2 所示。将气象参数、负荷参数导入 TRNSYS 所建立的建筑模型后，与选定的风冷冷水机组、表冷盘管、新风换气机、管道等部件相连接，进行空气焓湿状态计算，并利用在线图表仪导出计算后的室内温度、相对湿度。

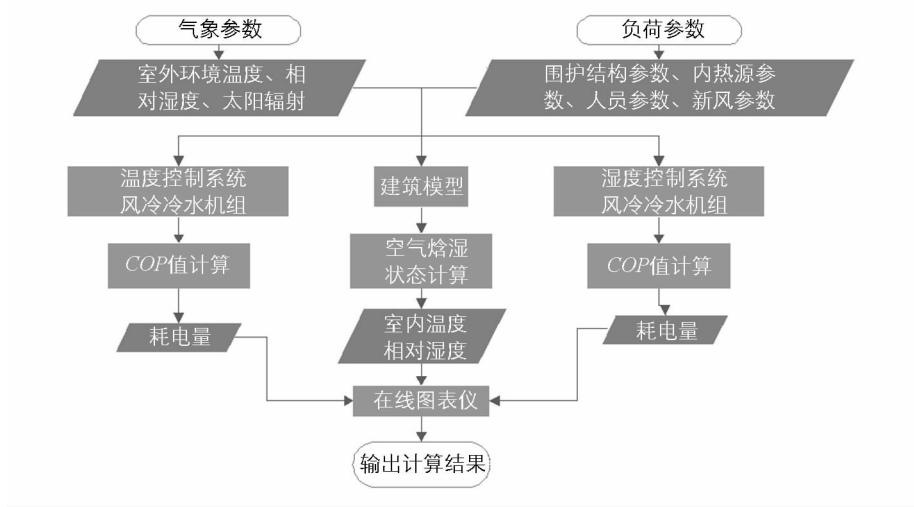


图 2 空调系统仿真平台数据流程图

制冷主机的能耗是通过计算其实时名义性能系数(COP_{nom})来确定。根据相关参考文献^[5-6]，能耗计算模型的数学描述如式(1)–式(3)所示：

冷水机组实时名义性能系数为

$$COP_{nom} = COP_{rated} * COP_{ratio} \tag{1}$$

冷水机组制冷量计算公式为

$$Q_{load} = m \times C_p (T_{chw, in} - T_{chw, set}) \tag{2}$$

冷水机组耗电量为

$$W = \frac{Q_{load}}{COP_{nom}} \tag{3}$$

COP_{rated} —冷水机组实时额定性能系数； COP_{ratio} —冷水机组实时名义 COP 因子； m —冷水机组冷水质量流量，kg/h； C_p —冷水机组冷水比热容，kJ/kg·K； $T_{chw, in}$ —冷水机组进水温度，℃； $T_{chw, set}$ —冷水机组预设出水温度，℃。

在风冷冷水机组中输入气象参数、负荷参数后，根据式(1)–式(3)进行耗电量的计算，并输出至在线图表仪导出计算结果。

2.2 模拟方法的校验分析

根据文献[6-7]，采用逐时模拟值校验比逐月模拟值校验具有更高的准确性。当选用逐时模拟值进行校验时，文献[7]认为与逐时模拟值相对照的实测数据应当选取典型日的逐时测量值。本文选取空调系统运行较平稳的典型日(2017 年 6 月 25 日)对该试验房的室内温湿度、空调系统逐时耗电量进行了现场测试。为尽量排除气象参数不确定性的影响^[8]，在气象数据文件中选择 6 月 20 日至 6 月 30 日之间与实测日气象参数最为接近的一天作为模拟日，将其气象参数导入仿真平台中计算出室内温湿度、空调系统逐时耗电量的模拟值，再与现场测试结果进行校验对比。实测与模拟结果对比如图 3—图 5 所示，对比结果表明，房间温度、相对湿度及空调系统耗电量的模拟值与实测值变化规律基本一致。

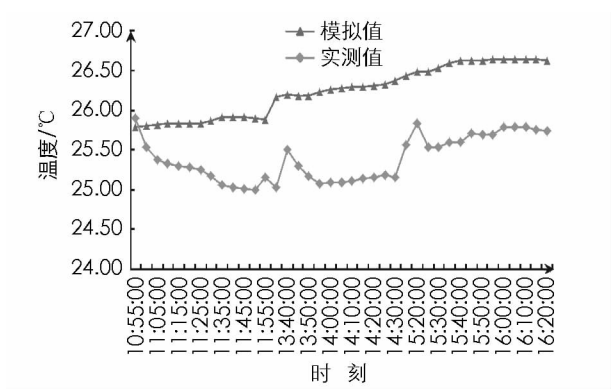


图 3 房间温度实测与模拟对比

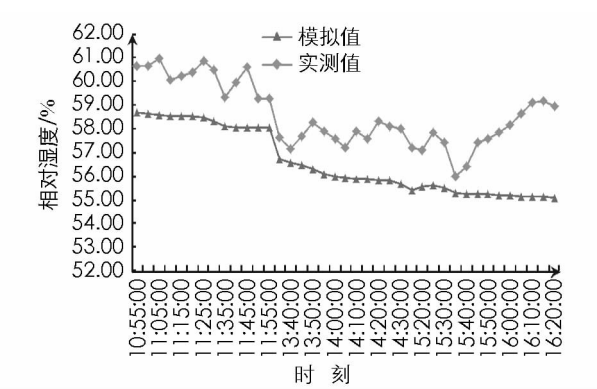


图 4 房间相对湿度实测与模拟对比

本文采用 ASHRAE Guideline14 — 2014 中 NMBE(逐时平均偏差)和 CV(均方差变异系数)作为运用逐时值进行校验时的判定依据, NMBE 为分析时段内模拟值与测量值的误差, 反映数据的准确性; CV 为标准差与平均数的比值, 反映数据的离散性. 对比结果表明, 房间温度 NMBE 为 -3.46%, CV 值为 3.64%; 房间相对湿度 NMBE 为 3.64%, CV 值为 3.92%; 空调系统耗电量 NMBE 为 9.85%, CV 值为 15.74%. 以上计算结果均满足 ASHRAE 中关于模拟校验误差 $|NMBE| \leq 10\%$ 、 $|CV| \leq 30\%$ 的要求, 表明本文拟采用模拟方法是可靠的.

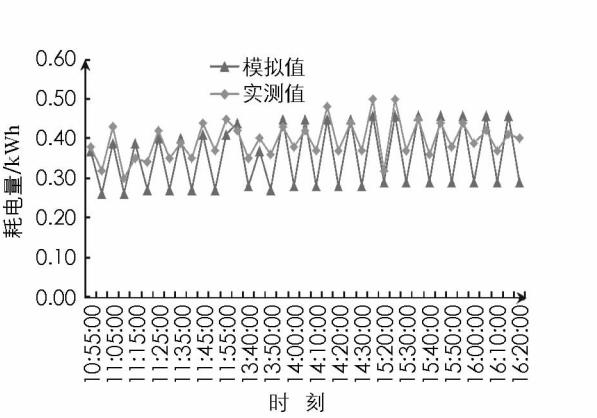


图 5 空调系统逐时耗电量实测与模拟对比

3 设计工况模拟分析

设计工况采用 TRNSYS 所提供的典型气象年夏季工况日数据进行计算. 在气象数据文件中选择试验房所在地的典型年气象参数后, 选取第 2 880~6 580 h 作为夏季工况日, 该时段内室外温度及相对湿度如图 6、图 7 所示.

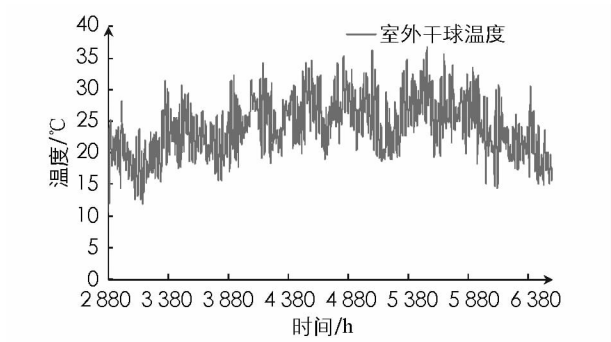


图 6 典型气象年夏季工况日室外温度

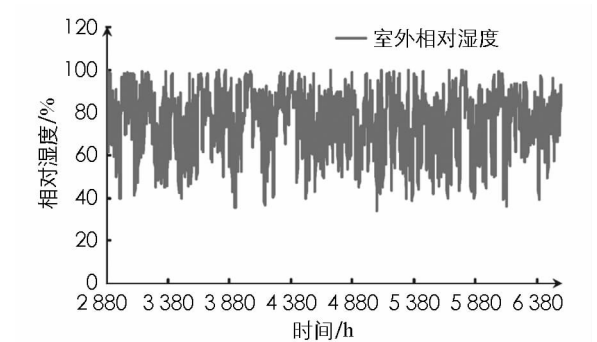


图 7 典型气象年夏季工况日室外相对湿度

3.1 热舒适性分析

设计工况下室内温度、相对湿度的模拟结果如图 8、9 所示. 图中表明, 在夏季供冷周期内, 室内平均温度为 24.30 °C、平均相对湿度为 59.20%, 其中有 63.88% 时段温度控制在 24 °C~28 °C 区间内, 35.31% 时段室内温度低于 24 °C, 0.81% 时段室内温度大于 28 °C; 另外有 84.52% 时段相对湿度控制在 55%~65% 区间内, 9.96% 时段相对湿度低于 55%, 5.52% 时段相对湿度大于 65%. 相对而言, 室内相对湿度较为稳定, 室内温度波动较大. 根据文献[9], 在制冷工况下, 当室内温度处于 24 °C~28 °C、室内相对湿度处于 55%~65% 时, 室内热舒适度较好, 而该空调房间有部分时间处于室内温度低于 24 °C、室内相对湿度

在 55%~65% 区间以外的热舒适性较差状态, 造成此现象的主要原因是经过表冷盘管后的除湿新风温度较低, 该送风将导致室内温度、相对湿度偏离舒适标准.

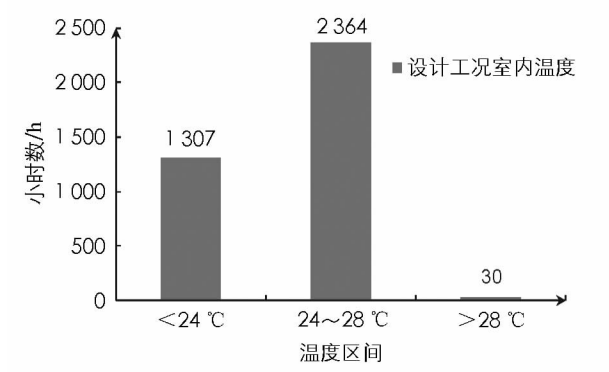


图 8 设计工况室内温度

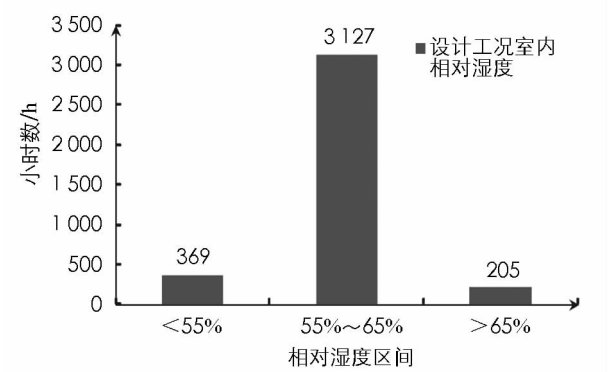


图 9 设计工况室内相对湿度

3.2 制冷主机能耗分析

制冷主机包括温度控制系统主机与湿度控制系统主机, 其逐时耗电量模拟结果如图 10 所示. 根据数据统计结果, 制冷主机逐时耗电量主要在 2 kW·h 以下, 其中湿度控制系统主机约有 49.38% 时段逐时耗电量处于 0~1 kW·h 之间, 37.72% 时段耗电量为 0 kW·h, 8.96% 时段逐时耗电量处于 1~2 kW·h 之间, 3.73% 时段逐时耗电量为 2 kW·h 以上; 另外温度控制系统主机约有 78.73% 时段耗电量为 0 kW·h, 17.18% 时段逐时耗电量处于 0~1 kW·h 之间, 2.57% 时段逐时耗电量处于 1~2 kW·h 之间, 1.52% 时段逐时耗电量为 2 kW·h 以上. 在夏季供冷周期内, 湿度控制系统主机约有 1 396 h 处于停机状态, 温度控制系统主机约有 2 914 h 处于停机状态, 二者逐时耗电量之和约为 2 424.99 kW·h. 由上述分析可知, 制冷主机能耗偏高且温度控制系统主机有较长时间处于停机状态, 出现此情况的主要原因是主机选型偏大且室内温度较低, 从而导致温度控制系统主机停机时段内室内热湿负荷均由制备低温冷水的湿度控制系统主机承担, 增大了制冷主机的耗电量.

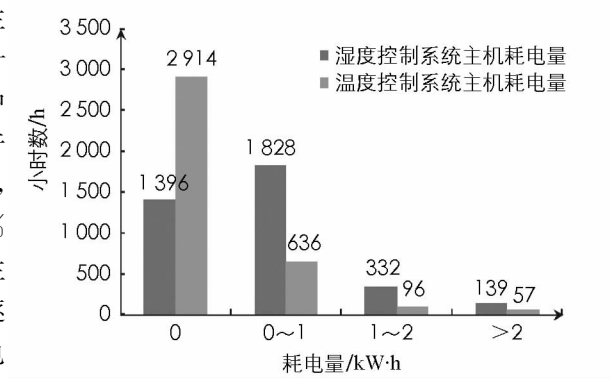


图 10 设计工况制冷主机耗电量

4 优化方案及模拟分析

4.1 优化方案

根据文献[10], 送风温度为影响地板送风和顶板辐射供冷复合系统气流组织、舒适度、能耗水平的主要因素之一. 为改进设计工况的上述现象, 拟适当提高送入室内的新风温度, 采用送风再热的优化方式. 目前工程上常用的再热方法有电加热、室内排风显热回收、室外新风热回收、利用冷凝热再热^[11]. 考虑现场改进的技术可行性和经济性, 在试验房增设如图 1 所示的显热回收装置进行排风显热回收, 以降低能耗、提高热舒适性.

经过表冷盘管后的除湿新风与室内排风在显热回收装置内进行热交换, 再将温度升高后的除湿新风送入室内. 其显热传递量的数学描述如式(4)所示:

Q_{sens} = ε_{sens} C_{min} (T_{exhaust, in} - T_{fresh, in}) (4)

Q_{sens}—新排风显热交换量, kJ/h; ε_{sens}—设备显热交换效率; C_{min}—最小热容气流, kJ/h·K; T_{exhaust, in}—排风进口温度, ℃; T_{fresh, in}—新风进口温度, ℃.

结合文中 2、3 节所述模拟方法, 在 TRNSYS 中对优化工况下的室内温湿度、能耗进行模拟计算.

4.2 热舒适性优化分析

优化工况下室内温度、相对湿度的模拟结果如图 11、图 12 所示. 图中表明, 在夏季供冷周期内, 室内

平均温度为 24.71℃、平均相对湿度为 59.02%，其中，72.56%时段室内温度控制在 24℃~28℃ 区间内，26.43%的时段室内温度低于 24℃，1%时段室内温度大于 28℃，相比设计工况，处于 24℃~28℃ 的温度达标时段增加，室内温度波动减少，热舒适性有明显提升；另外相对湿度有 90.67%时段控制在 55%~65% 区间内，7.98%时段低于 55%，1.35%时段大于 65%，相比设计工况，处于 55%~65% 的相对湿度达标时段增加，室内相对湿度水平得到了一定程度的改善，优化后室内热舒适性达标时段增加约 13.58%。

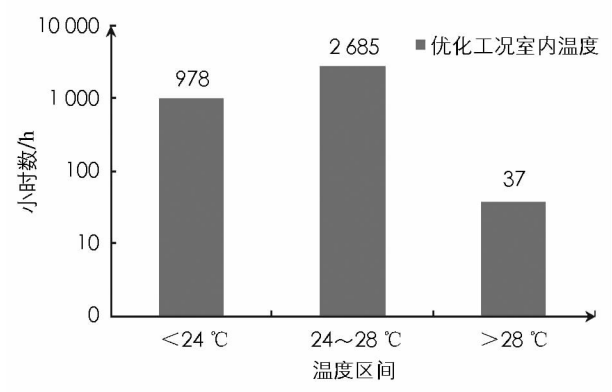


图 11 优化工况室内温度

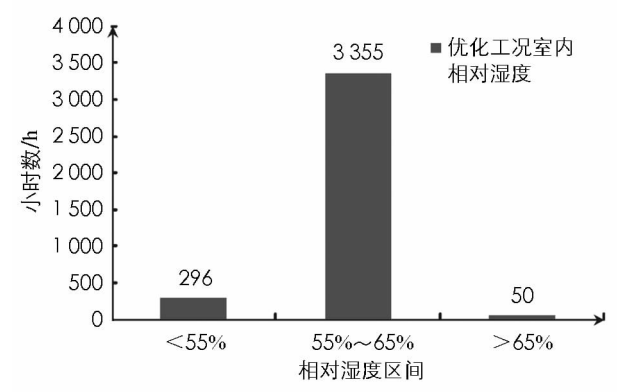


图 12 优化工况室内相对湿度

4.3 制冷主机能耗优化分析

优化工况下制冷主机逐时耗电量的模拟结果如图 13 所示。根据数据统计结果，制冷主机逐时耗电量主要在 2 kW·h 以下，其中湿度控制系统主机约有 47.67% 时段耗电量为 0 kW·h，39.58% 时段逐时耗电量处于 0~1 kW·h 之间，9.23% 时段逐时耗电量处于 1~2 kW·h 之间，3.52% 时段逐时耗电量为 2 kW·h 以上；另外温度控制系统主机约有 72% 时段耗电量为 0 kW·h，22.35% 时段逐时耗电量处于 0~1 kW·h 之间，5.17% 时段逐时耗电量处于 1~2 kW·h 之间，0.49% 时段逐时耗电量为 2 kW·h 以上。在夏季供冷周期内，湿度控制系统主机约有 1 764 h 处于停机状态，温度控制系统主机约有 2 664 h 处于停机状态。由于送风温度升高，室内热舒适度得到改善，温度控制系统主机运行时间相比设计工况增加约 9%，其耗电量略有增加；湿度控制系统主机运行时间相比设计工况减少约 26%，其耗电量得到了降低。二者逐时耗电量之和为 2 260.26 kW·h，相比设计工况节能约 6.79%。

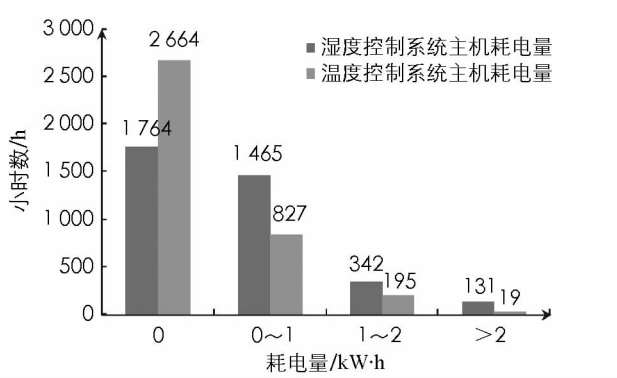


图 13 优化工况制冷主机逐时耗电量

4.4 优化方案的动态投资经济性分析

优化方案的经济性分析采用动态投资回收期的评价方法^[12]，动态投资回收期(P'_t) 计算公式如式(5)所示：

$$P'_t = -\ln(1 - Iic/R)/\ln(1 + ic) \tag{5}$$

优化方案所增设备的期初投资 I 为 1 100 元；根据优化后的节能效益，结合重庆市主城区居民用电价格确定投资后每年的净收益 R 为 206.9 元；重庆地区标准收益率 ic 为 5%。

可得该方案动态投资回收期(P'_t) 为 6.3 年，小于项目寿命 $n = 15$ 年，表明此方案的经济性合理。

5 结 论

1) 本文通过 TRNSYS 搭建了试验房 THIC 空调系统的仿真平台，并在此基础上进行了实测数据与模拟结果的对比校验分析，验证了该仿真平台模拟计算结果的可靠性。

2) 分析表明，采用室内排风显热回收的优化方式可增加室内温度达标时段，减少室内温度的波动，改

善室内相对湿度水平。采用该种优化方式后室内热舒适性达标时段比设计工况增加约 13.58%。

3) 优化工况下延长了温度控制系统主机的运行时间,充分发挥了温湿度独立控制系统的优点,制冷主机能耗比设计工况降低 6.79%;结合优化方案的经济性分析结果,表明此方案技术可行、经济合理。

参考文献:

[1] 刘晓华,江 亿,张 涛. 温湿度独立控制空调系统 [M]. 2 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2013: 160-163.

[2] ZHANG T, LIU X H, JIANG Y. Development of Temperature and Humidity Independent Control (THIC) Air-conditioning Systems in China—A Review [J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2014, 29 (1): 793-803.

[3] 张海强,刘晓华,江 亿. 温湿度独立控制空调系统和常规空调系统的性能比较 [J]. 暖通空调, 2011, 41(1): 48-52.

[4] 欧阳琴,江 英,谭超毅,等. 温湿度独立控制空调系统的应用 [J]. 建筑节能, 2011, 39(5): 8-10.

[5] 刘 洋. 基于 TRNSYS 的中央空调冷却水系统节能优化仿真研究 [D]. 广州: 华南理工大学, 2013.

[6] 吴伟伟. 办公建筑中央空调系统节能运行优化研究 [D]. 重庆: 重庆大学, 2016.

[7] 潘毅群,李玉明,刘羽岱,等. 实用建筑能耗模拟手册 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2013: 106-107.

[8] LEE K P, CHENG T A. A Simulation-Optimization Approach for Energy Efficiency of Chilled Water System [J]. Energy & Buildings, 2012, 54 (11): 290-296.

[9] 中国建筑科学研究院. 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范: GB 50736—2012 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.

[10] 熊伟成,夏光义,黎 强,等. 某办公建筑热舒适及能耗的正交法优化 [J]. 西南师范大学学报(自然科学版), 2018, 43(8): 116-120.

[11] 李洪欣,沈晋明. 空调系统再热方法分析 [J]. 制冷与空调, 2008, 8(3): 16-19.

[12] 杨克磊. 工程经济学 [M]. 上海: 复旦大学出版社, 2007: 84-89.

Simulation Analysis of Thermal Comfort and Energy Consumption of a THIC Air Conditioning System

CHEN Jun-feng, ZHANG Yong-dong, LI Qiang, XIONG Wei-cheng
College of Engineering and Technology, Southwest University, Chongqing 400716, China

Abstract: In this paper, a test room with THIC air conditioning system in Chongqing has been taken as the research object, and TRNSYS been adopted to establish a simulation platform of the air conditioning system. According to the calculation and simulation outcomes under summer working conditions, there are problems of poor thermal comfort and high energy consumption. In view of the above phenomenon, an indoor exhaust sensible heat reclamation device in the original system has been added to optimize and simulate. The calculation results show that the indoor thermal comfort time up to standard increased about 13.58% and the energy consumption was reduced about 6.79% compared with the original air conditioning system.

Key words: THIC air conditioning system; indoor exhaust air sensible heat reclamation; thermal comfort; energy consumption

责任编辑 汤振金