

文章编号: 1671-6612 (2023) 03-451-09

基于热湿平衡协同控制的 中央空调系统缩尺模拟实验平台设计

丁笠伟 刘雪峰 黄彬 徐瑾蔓 毕梦波 马文静

(华南理工大学电力学院 广州 510640)

【摘要】 针对中央空调系统节能运维数据的缺失或数据种类单一以及实验条件不足的难题,设计并搭建了一种用于模拟实际空调房间热湿负荷工况的缩尺中央空调实验平台。根据研究需求,通过 LabVIEW 实现对实验平台的自动控制,可对主机运行台数、风机及水泵频率、加热棒加湿器进行远程设置并稳定运行,构建大量中央空调系统不同工况下运行数据,为空调系统节能研究提供实验平台基础。实验数据表明,本实验平台的水力工况与热力工况符合实际,能够进行多水平、多因素的试验,从而得出准确可靠的运行结果,为中央空调局部以及系统研究提供实验平台基础。

【关键词】 中央空调系统; 模拟试验平台; 冷冻水管网; 末端风柜
中图分类号 TK1/TU39 **文献标识码** A

Construction of Scale Simulation Test Platform for Central Air Conditioning System Based on AHU

Ding Liwei Liu Xuefeng Huang Bin Xu Jinman Bi Mengbo Ma Wenjing

(School of electric power, South China University of technology, Guangzhou, 510640)

【Abstract】 Aiming at the problems of missing or single data type and insufficient experimental conditions of energy-saving operation and maintenance data of central air conditioning system, a scaled central air conditioning experimental platform was designed and built to simulate the heat and humidity load conditions of actual air-conditioned rooms. According to the research requirements, the automatic control of the experimental platform can be realized through LabVIEW, which can manually set the number of main machine, frequency of fan and water pump, and heating bar humidifier and run stably. A large amount of operation data of central air conditioning system under different working conditions can be built, which provides the experimental platform foundation for the research of air conditioning system energy saving. The experimental data show that the hydraulic and thermal conditions of the experimental platform are in line with the reality, and the multi-level and multi-factor tests can be carried out, so as to obtain accurate and reliable experimental results.

【Keywords】 Central air conditioning system; Simulation experiment platform; Chilled water pipe network; AHU

0 引言

建筑物能源消耗是中国全社会能源总消耗的重要组成部分,同时也是未来节能减排工作的重点。随着我国经济的发展,建筑能源消耗的比重在

不断的增加^[1],有关研究统计,2018 年全国建筑消耗总能耗占全国能源总消耗的 46.5%,建筑运行阶段能源消耗占比也高达 21.7%^[2]。同时,国家在《十四五规划建议》中也强调了发展绿色建筑的重要

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51778234);广东省自然科学基金资助项目(2020A1515010762);广东省省级科技计划项目(2017A020216024);天河区科技计划项目(201705YH103)

作者简介:丁笠伟(1998-),男,硕士研究生,E-mail:dingliwei0202@163.com

通讯作者:刘雪峰(1976-),男,副教授,E-mail:lyxfliu@scut.edu.cn

收稿日期:2023-01-29

性。因此,现阶段以及未来对城市建筑物节能改造优化运行刻不容缓。

据资料显示,中央空调系统能耗在大型建筑物各设备系统能耗中占比最大,可达 30%~50%^[3]。同时,中央空调系统属于多变量高度耦合的非线性系统,系统运维管理人员对冷水机组以及管网的调节存在严重滞后,往往根据建筑物内部温湿度传感器以及冷冻水回水温度对机组进行调控,负荷侧的不确定性以及空调系统管网水力调节变动等问题引起的负荷波动会导致大量能源的浪费,可见中央空调系统存在着巨大的节能空间。当前研究人员广泛采用对中央空调特定设备进行精确建模的方法,从而对系统运转的某一环节或某一设备进行改造节能^[4-6],或使用智能算法结合历史运维数据对系统进行优化以提供某种运行策略^[7-9];同时随着楼宇自控系统(BAS)的发展,利用建筑能源数据数据库分解进行预测也获得了一定的应用^[10]。一些学者^[11-16]通过搭建符合中央空调系统原理以及功能的实验平台或利用实际中央空调系统,对冷冻水系统变压差控制、冷却水系统节能运行等问题进行了研究,通过实验论证其节能优化效果。但目前相关研究领域依然存在以下几点问题:首先,整个中央空调系统精确数学仿真模型的建立难度较大,目前大多数相关文献是建立孤立的冷源侧模型或者末端管网模型,并没有将全系统模型进行耦合;其次,绝大多数建筑物并没有安装 BAS 系统,或在中央空调系统建造之初,管路的安装设计也并没有将大量的仪表考虑进去,管网各种类数据的获取受到了实际条件的制约,中央空调系统在实际运行过程中,因运行工况稳定导致的运维数据在时间分布上的同质化、数据监测种类单一、监测仪表测量误差等客观因素对使用数据驱动算法的研究造成了阻碍;再次,相关学者搭建的中央空调系统实验平台,多以单台大功率冷机和少量末端风盘为主,机塔泵搭配运行组合方式单一,水力与热力工况实验变化范围较为局限;最后,实际大型楼宇中央空调系统由于运行成本和权限的问题,相关研究研究人员无法进行任意工况的实验研究。

以上情况,集中反映出在实际建筑物中央空调系统中,由于监测设备的不完备,造成研究人员无

法获得准确、足量、工况多样的运行数据;同时单一类型建筑物无法兼顾各种规模、不同形式的中央空调系统,实验实施难度大,实验技术手段不足;且通过数学建模,对实际建筑物现有历史数据进行分析并不能很好的解决问题。因此,为了改善以上现状,本文设计并搭建了中央空调系统缩尺模拟实验平台,研究人员可以实现运行模式可控的中央空调系统运行工况模拟,同时按照实验需求构造多种负荷运行工况,获取大量在实际工程应用中无法获得、数量不够的中央空调系统运行数据,从而避免运行数据的单一,为整个系统优化运行和智能诊断提供实验研究基础,为构建系统运维大数据创造有力支撑。

1 实验平台搭建原理及功能

1.1 冷源侧系统构成

为能够对设备进行组合搭配运行,本实验平台冷源侧系统设置有 5 台的涡旋式冷水主机,同时配备有 5 台冷却塔,冷冻水泵与冷却水泵各 5 台,皆采用 2+2+1 的型号搭配形式;以冷水主机为例,实验台具有制冷量 7.5kW 主机 2 台, 12.5kW 主机两台, 20kW 主机 1 台。如图 1 所示冷冻水与冷却水管路采用一级泵先并后串的布置形式,管道上安装有高精度压力表、涡轮流量计、玻璃温度计对冷冻水冷却水的水力热力参数进行测量,同时安装有 Y 型过滤器、止回阀软连接等常用管道零部件,在设备构成以及热力原理方面与实际中央空调系统接近。冷源测设备明细如表 1 所示。

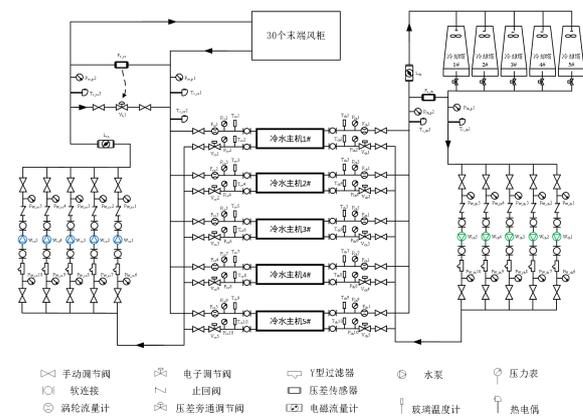


图 1 冷源测原理布置图

Fig.1 Schematic Layout of Cold Source Measurement

表 1 冷源侧设备

Table 1 Cold Source Equipment

设备名称	厂家	型号	数量	额定参数
冷冻水泵	南方水泵	CHLF2-40LLSWSC	2	额定流量 2m ³ /h, 扬程 29m
		CHLF4-30LLSWSC	2	额定流量 3m ³ /h, 扬程 25m
		CHLF4-40LLSWSC	1	额定流量 4m ³ /h, 扬程 30m
		CHLF4-20LLSWSC	2	额定流量 3m ³ /h, 扬程 16m
冷却水泵	南方水泵	CHLF4-30LLSWSC	2	额定流量 4m ³ /h, 扬程 23m
		CHLF4-30LLSWSC	1	额定流量 5m ³ /h, 扬程 20m
		SMS-C-7.5SE-JM	2	制冷量 7.5kW, 功率 2.25kW
		SMS-C-12.5SE-JM	2	制冷量 12.5kW, 功率 3.75kW
冷水机组	西谷	SMS-C-20SE-JM	1	制冷量 20kW, 功率 6kW
		MX-10T	1	额定流量 10T/h
冷却塔	明新	MX-15T	2	额定流量 15T/h
		MX-20T	2	额定流量 20T/h

1.2 末端管网及风柜系统构成及功能

本实验平台 30 个末端风柜按照 5 层 6 列布置, 尺寸皆为 H500mm×D1500mm×W1000mm, 风柜保温材料厚度为 30mm。为减少实验平台自身的热损失, 冷冻水管网及其末端管网全部进行保温处理。实验台末端管网实行通断调节, 同时冷冻水管网在层内与层间都可在同程与异程布置形式间自由切换, 因此可以构建层间同程-层内同程、层间同程-层内异程、层间异程-层内异程、层间异程-层内同程四种管网布置形式。同时, 在层间、层内末端之间都设有手动调节阀, 用以改变管道的阻力特性, 从而呈现出不同规模不同形式的冷冻水管网以进行实验研究, 管网布置形式变换原理如图 2 所示, 当进行水平布置形式的调节, 以第一层末端为例, 开启阀门 H1, 关闭阀门 H2 时为水平异程; 开启 H1, 关闭 H2 即可改变为水平同程。对于竖直布置形式的调节, 开启阀门 V1, 关闭 V2 为竖直异程; 关闭 V1, 开启 V2 为竖直同程。

风柜冷冻水进水阀门及风柜内部温度 t_{set} 都可进行人为调控设置, 从而方便探究制冷空调房间或区域个数的变动以及设定温度的改变对中央空调冷冻水管网的影响。上位机控制可控硅以及 36V 直流电源, 改变风柜内部加热棒功率 $P_{heating}$ 与加湿器加湿量 d_h , 从而模拟实际建筑物冷负荷与湿负荷。每一个风柜在原理上模拟实际空调房间的热湿交换机理。从而可将每一个风柜看作一个空调房间或者空调区域。风柜内部的热湿模拟过程如图 3 风

柜热湿负荷模拟原理所示, 风柜内的气流组织进行内部循环将显热于潜热带走。

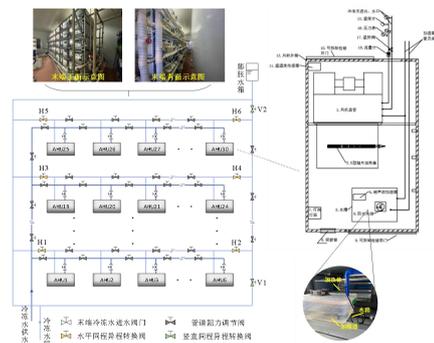


图 2 末端管网及风柜搭建原理

Fig.2 Cold Source Measurement Principle Layout Terminal Pipe Network And Fan Cabinet Construction Principle

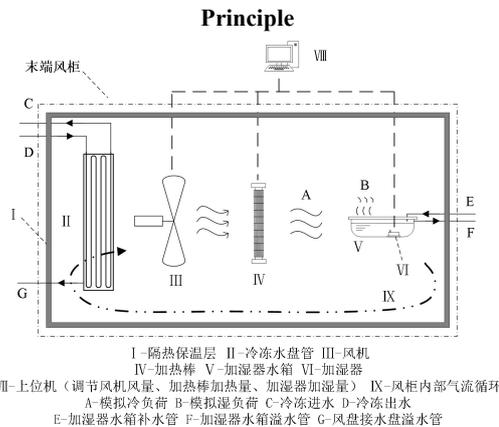


图 3 风柜热湿负荷模拟原理

Fig.3 Simulation Principle of Heat And Humidity Load of Fan Cabinet

1.3 自动控制与数据采集系统

使用 LabVIEW 平台开发了冷源侧与末端控制管理软件，利用 RS485 串口通讯，基于 modbus 协议对实验平台进行远程控制与数据采集。实验平台控制管理软件能够实现实验台各设备的远程启停，可对风机、冷却塔、水泵等设备进行变风量变频调节，更改主机冷冻水出水温度设定，设置末端风柜加热量、加湿量、风量等；同时，该程序能够实时绘制各采集参数曲线并将实验数据同步保存至本地，为后期数据处理与分析提供便利。实验台控制管理软件如图 4 所示。



(a) 冷源侧控制管理软件主页面



(b) 末端控制管理软件主页面

图 4 基于 LabVIEW 的实验平台控制管理软件页面

Fig.4 LabVIEW-Based Experimental Platform Control Management Software Page

实验平台数字信号的发送与接收利用研华 ADAM 模块进行实现，其中，ADAM-4068 负责控制各个电动阀的开闭；ADAM-4053 负责反馈阀门开启、关闭以及故障信号；ADAM-4117 负责传输压差传感器、电磁流量计、高精度热电偶、室外温湿度传感器、主机功率传感器的 4-20mA 信号。

除上述数控仪表信号以外，实验平台还通过 RS485 通讯控制读取流量计传感器等设备，设备仪表如表 2 所示。上位机控制 36V 直流电源的开关以及输出电压的大小，从而间接控制加湿器的加湿量，控制西门子 PLC 实现对加热棒的控制，其中，加热棒加热功率范围为 0-2.5kW，对应 PLC 的信号范围为 0-100，加湿器加湿量范围为 0-1.6kg/h，

对应 36V 直流电源电压范围为 0-36V。此外，上位机控制变频器的启停以及频率设定，同时读取其功率；控制冷水主机的启停、冷冻水冷却水进出水温度、蒸发压力冷凝压力等参数；控制西门子 PLC，间接实现对风柜电源、风机风量的调控。

表 2 实验平台数控仪表

Table 2 CNC Instrument of Experimental Platform

设备名称	型号	数量	额定参数
电磁式流量计	LGD-SUP, DN50	2	3-30m ³ /h, 0.5 级精度
高精度热电偶	MIK-WZPK	5	0~50℃, A 级精度 (0.15)
压差传感器	MIK-2051	2	0-200kPa, ±0.075%FS
PLC	POL638	1	24V±20% 380V,
变频器	GT20	15	0.4KW~5.5KW
可控硅	H3P40YB	30	220V, 0~40A
36V 直流电源	DPM8600	30	0-16A, 0-36V
功率传感器	WBI414S91	5	5A~50A, 4~20mA

2 实验结果及讨论

2.1 水力工况及热力工况稳定

2.1.1 旁通关闭下冷冻水管网水力特性

在 30 个末端冷冻水进水阀全开的情况下，关闭压差旁通阀，改变冷冻水管网流量，记录冷冻水管网在不同流量下的供回水压差。实验分别在水平竖直同程、水平竖直异程、水平同程竖直异程、水平异程竖直同程布置形式的管网进行，冷冻水运行水力工况点如图 5 所示，根据流体力学原理可知^[19]，管道压降与流量的平方成正比。管网性能曲线应呈现出抛物线的形状，可以看出，4 种管网布置形式下的管网特性曲线皆呈抛物线状，符合实际。

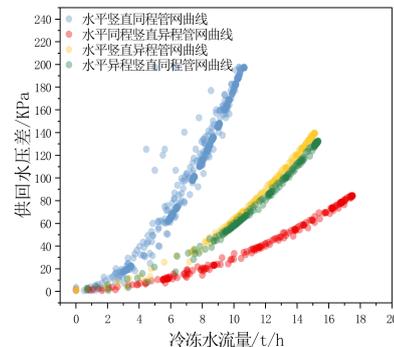


图 5 旁通关闭下末端管网性能曲线

Fig.5 Bypass Off Lower End Pipe Network Performance Curve

2.1.2 旁通开启下冷冻水管网水力特性

为了验证实验台末端冷冻水管网在压差旁通调节介入时的压差调节特性,以开启 1-5 层末端的水平竖直同程管网为例,旁通压差控制器的设定值 ΔP_{set} 分别为 80kPa、100kPa、120kPa、140kPa、160kPa、180kPa,其运行时水力工况点如图 6 所示。

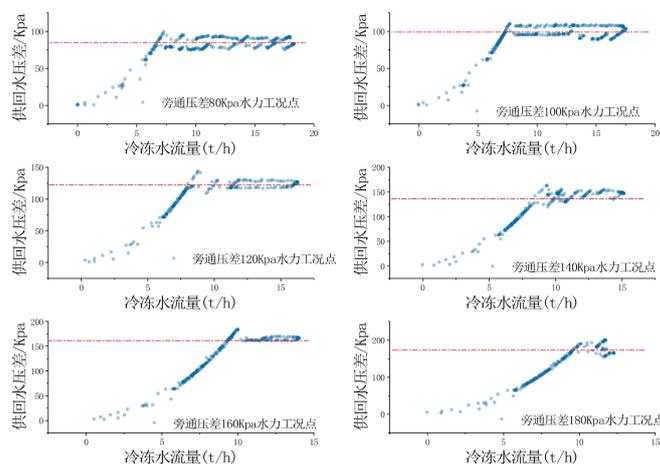


图 6 旁通开启下末端管网性能曲线

Fig.6 Performance Curve of End Pipe Network Under Bypass Opening

2.1.3 不同末端规模与旁通压差设定值下水力与热平衡

对于不同压差设定值下的管网动态稳定,分别在 ΔP_{set} 为 80kPa、100kPa、120kPa、140kPa、160kPa 下进行 5 层与 3 层末端规模稳定性实验。对冷冻水管网压差传感器记录数据进行画图分析,运行状况如图 7 所示,在 2 种末端规模 5 种压差设定值下,

由图 6 可知,在不同的压差设定值下,实验台冷冻水管网水力工况曲线均存在水力欠压区^[11],实验台末端管网均具有较为稳定的水力调节特性。在水力可调区,冷冻水管网实际压差以压差设定值为中心上下波动,本实验台的所使用的压差控制器控制精度在 $\pm 10\text{kPa}$ 左右,符合实际工程应用现状。

冷冻水总管实际供回水压差均在 ΔP_{set} 附近稳定波动,波动范围 $\pm 10\text{kPa}$,满足要求。与之对应的冷冻水总管的温度变化与平衡如图 8 所示,随着 ΔP_{set} 的增大,旁通流量降低,旁通前后的回水温度差值减小;同时对于末端规模的改变,在减少主机台数后,系统达到了新的平衡。

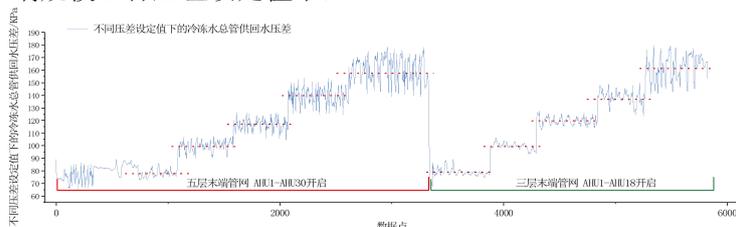


图 7 不同末端规模及压差设定下供回水压差

Fig.7 Supply and Return Water Pressure Difference Under Different Terminal Sizes and Pressure Difference Settings

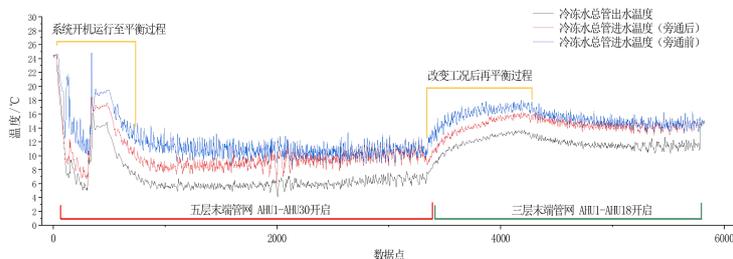


图 8 不同末端规模及压差设定值下冷冻水总管热力动态稳定

Fig.8 Thermal Stability of Chilled Water Header Under Different Terminal Sizes and Differential Pressure Settings

以 5 层末端开启 AHU1-AHU30 为例, t_{set} 设定为 24°C , $P_{heating}$ 为 1kW 。如图 9 所示, 通过温控调节阀控制冷冻水的通断, 能够将风柜内部温度稳定在 t_{set} 附近, 波动范围为 $\pm 2^{\circ}\text{C}$ 。冷水主机冷冻水温度动态平衡如图 10 所示, 开启 2#~5# 三种型号四台主机, 冷冻水进出水温度都可以达到动态稳定,

波动范围为 $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$ 。通过实验结果可知, 本实验平台可适应多种负荷规模以及旁通压差设定, 在此不同设定工况下, 冷冻水总管供回水压差、冷冻水总管以及冷水主机进出水温度, 末端风柜内部温度都可以实现动态平衡与稳定, 实验结果符合规律, 满足实验要求。

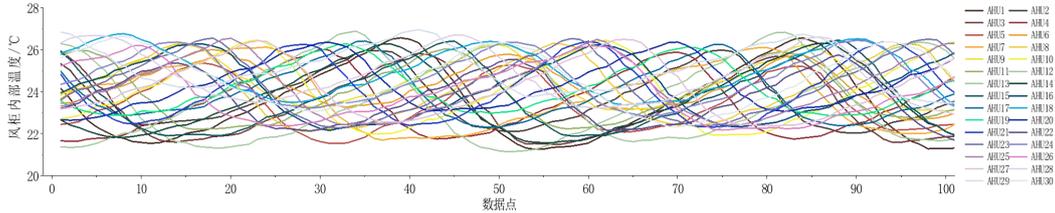


图 9 风柜内部温度动态稳定

Fig.9 Dynamic Stability of The Internal Temperature of The Fan Cabinet

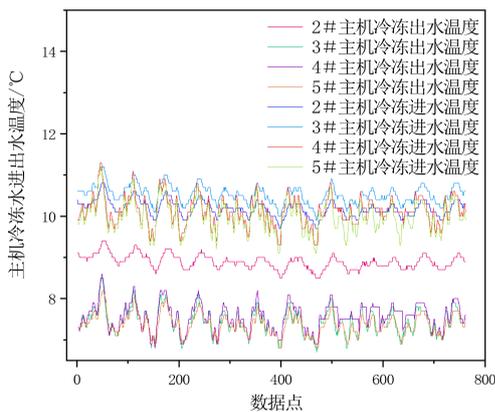
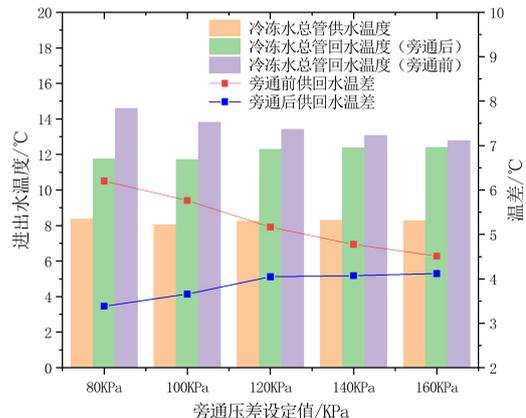


图 10 冷水主机进出水温度动态稳定

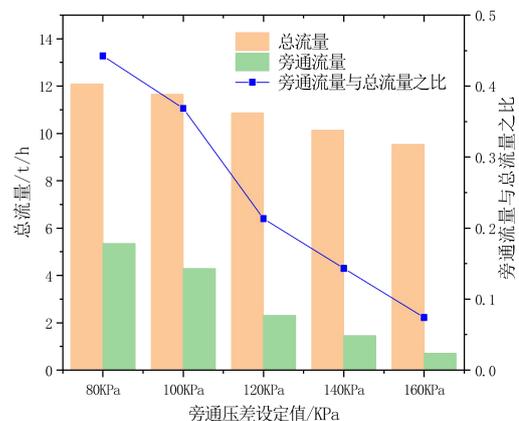
Fig.10 Dynamic Stability of Inlet And Outlet Water Temperature of Chiller

2.1.4 不同旁通压差设定值及水泵频率下管网运行特性

如图 11 所示, 在末端负荷以及冷源侧设备搭配不变的情况下, 在 5 种 ΔP_{set} 设定值下试验台冷冻水总管出水温度在 $8\sim 8.35^{\circ}\text{C}$ 之间波动, 皆可维持冷冻水出水的稳定。同时, 随着 ΔP_{set} 的增大, 旁通前后的回水温度也逐渐趋于一致, 两者差值由 2.8°C 减至 0.4°C ; 总流量与旁通流量随着压差设定值的增大而降低, 旁通流量与总流量之比呈下降趋势, 根据流体力学知识可知^[19], 在水泵扬程一定的情况下, 管道流量于压降成反比, 因此实验结果符合水泵性能曲线水流量与压头的实际规律。



(a) 不同旁通压差下冷冻水温度变化趋势



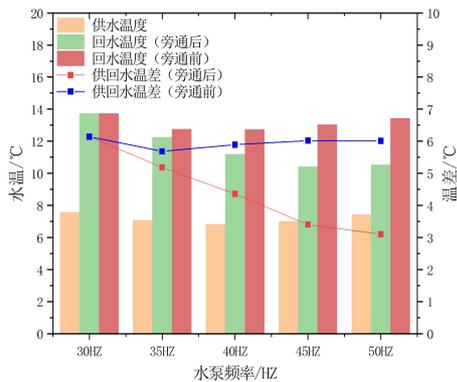
(b) 不同旁通压差下冷冻水流量变化趋势

图 11 不同旁通压差设定值下水力与热力变化规律

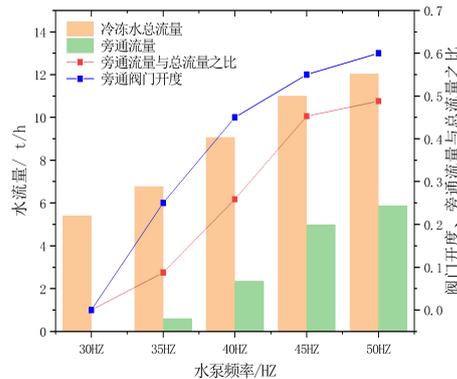
Fig.11 Hydraulic and Thermal Variation Rules Under Different Bypass Differential Pressure Settings

水泵频率与流量成正比, 水泵频率的升高意味着水流量的增大。5 种水泵频率试验工况下冷水主

机设定出水温度皆为 7℃, 如图 12 (a) 所示, 不同的水泵频率下冷冻出水温度都能维持在 7.5℃左右, 旁通后回水温度随着水泵频率的升高, 由 13.7℃降至 10.5℃, 说明冷水机组能够承担水泵变频运行工况。如图 12 (b) 所示, 在末端负荷、冷源侧设备搭配以及 ΔP_{set} 不变的情况下, 随着水泵频率的增大, 为了维持供水水压差不变, 旁通阀开度随之升高, 由 0% 增大至 60%, 冷冻水总流量与旁通流量增大, 旁通流量与总流量之比由 8% 增至 48%, 实验结果符合实际规律。



(a) 不同水泵频率下冷冻水温度变化趋势



(b) 不同水泵频率下冷冻水流量变化趋势

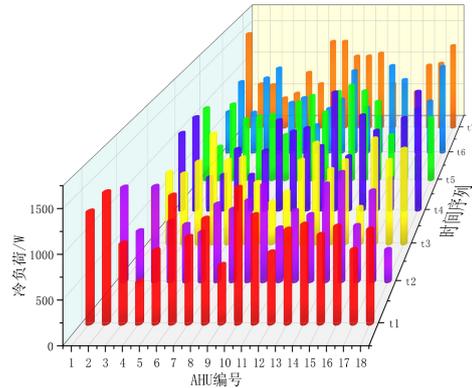
图 12 不同水泵频率下冷冻水总管水力与热力稳定工况

Fig.12 Hydraulic and Thermal Stability Conditions of Chilled Water Main at Different Pump Frequencies

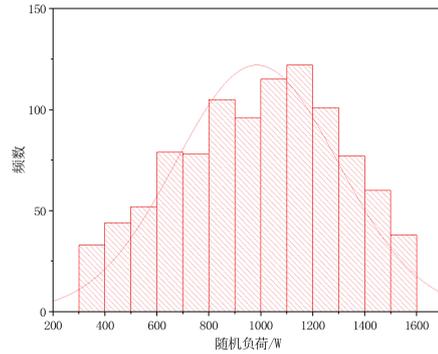
2.1.5 随机负荷下的冷冻水管网稳定

由于室外环境、用户用冷行为、建筑物结构的不同, 实际空调房负荷在时间、空间分布上具有随机性^[17], 实验人员通过本课题组编写的随机负荷计算程序, 利用控制管理软件可对负荷的随机性进行模拟, 基于空间的随机负荷分布如图 13 (a) 所示, 以三层末端为例, 开启 AHU1-AHU18, 管网采用水平竖直同程布置 ΔP_{set} 设定为 155kPa, 每一个

AHU 模拟一个空调房间, 考虑到实验平台加热功率上限以及负荷的非负性, 同一时刻的随机负荷服从如图 13 (b) 所示正态分布。



(a) 末端随机负荷给定



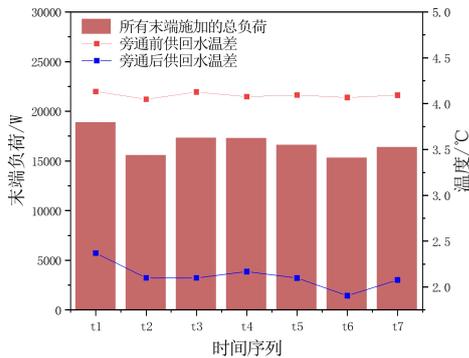
(b) 随机负荷分布

图 13 随机负荷模拟

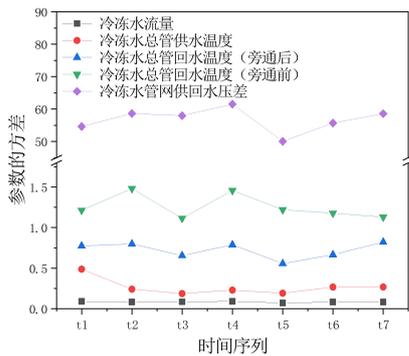
Fig.13 Random Load Simulation

对于通断调节末端管网系统, 不同末端温控阀的通断状态存在随机性, 管网系统存在一个总体阀门开启率^[18]。由于实际工程中通过追踪每一个末端水力与热力工况的变化难度较大, 冷冻水总管的波动则是大量随机性叠加后的表征, 遂将研究关注点聚焦总管总体效果上。如图 14 (a) 所示, 末端随机负荷工况下, 冷冻水总管供回水温差的波动与所有末端施加的总负荷呈现相同的趋势。图 14 (b) 显示, 虽然 t1~t7 每一时刻每一个 AHU 的负荷皆为随机给定, 负荷大小不尽相同, 温控阀通断状态各异, 但总管热力水力参数的方差差异不大, 冷冻水流量、总管供回水温度的方差都在 2 以下, 说明负荷在空间上分布的差异对其波动几乎没有影响。7 个随机工况下的供回水压差方差在 54~58.6 之间波动, 说明服从同一负荷分布的末端其总管供回水压差波动状态接近, 实验平台在相同的随机工况下具有相近的动态平衡水力规律, 能够进行相关的对

照试验。



(a) 随机负荷工况下的总负荷及供回水温差动态稳定



(b) 随机负荷工况下总管参数的方差

图 14 随机工况下系统稳定状况

Fig.14 System Stability Under Random Conditions

表 3 不同末端负荷下机塔泵运行搭配组合

Table 3 Operation Combination of Tower Pump Under Different Terminal Loads

搭配组合	主机	冷冻泵	冷却泵	冷却塔	末端风柜
S1	1#、2#	1号、2号 (35HZ、30HZ)	4号、5号 (50HZ、50HZ)	3号 (50HZ)	AHU1~AHU6 (1000W)
S2	3#、4#	1号、2号 (35HZ、50HZ)	3号~5号 (30HZ、50HZ、50HZ)	3号 (50HZ)	AHU1~AHU18 (800W)
S3	2#~4#	3号~5号 (30HZ、30HZ、40HZ)	3号~5号 (50HZ、50HZ、50HZ)	1号、5号 (50HZ、50HZ)	AHU1~AHU18 (1000W)
S4	2#~5#	3号~5号 (50HZ、50HZ、40HZ)	2号~5号 (50HZ、50HZ、50HZ、50HZ)	1号、3号 (50HZ、50HZ)	AHU1~AHU30 (1000W)
S5	1#~5#	1号~5号 (50HZ、50HZ、50HZ、50HZ)	1号~5号 (50HZ、50HZ、50HZ、50HZ、50HZ)	1号~3号 (50HZ、50HZ、50HZ)	AHU1~AHU30 (1200W)

不同搭配组合下当实验平台达到动态稳定时记录数据, S1-S5 能耗及水力热力参数工况如图 15 所示, 随着设备台数介入的增多, 实验台功耗增大; 对于以上 5 种不同的搭配组合, 冷冻水供回水温差在 3.7℃~4.5℃之间波动; 由于实验条件下 ϕ_o 过大, 冷却水供回水温差在 2.3℃~3.6℃之间波动; 系统

2.2 不同机塔泵运行搭配组合下的工况稳定

通过对冷水机组、水泵、冷却塔、末端负荷的不同搭配组合运进行设置, 本实验平台可以模拟多种中央空调系统工况。实验时外界大气环境温度 $t_o=25.6℃$, 相对湿度 $\phi_o=86%$, 工况 S1-S5 主机出水温度皆设定为 7℃, 以主机名义工况制冷量以及冷冻水供回水 5℃温差计算出来的冷冻水流量为标准对冷冻水泵频率以及台数进行设置, 工况设置成如表 3 所示。

不同搭配组合下当实验平台达到动态稳定时记录数据, S1-S5 能耗及水力热力参数工况如图 15 所示, 随着设备台数介入的增多, 实验台功耗增大; 对于以上 5 种不同的搭配组合, 冷冻水供回水温差在 3.7℃~4.5℃之间波动; 由于实验条件下 ϕ_o 过大, 冷却水供回水温差在 2.3℃~3.6℃之间波动; 系统平衡时的总管实际出水温度最低 7.8℃, 最高 12.6℃, 经实验可知, 实验平台能够在不同水流量、末端负荷、机组搭配下达到动态稳定时, 且实验结果皆符合实际规律, 能够为不同热力范围节能运行研究提供实验基础。

平衡时的总管实际出水温度最低 7.8℃, 最高 12.6℃, 经实验可知, 实验平台能够在不同水流量、末端负荷、机组搭配下达到动态稳定时, 且实验结果皆符合实际规律, 能够为不同热力范围节能运行研究提供实验基础。

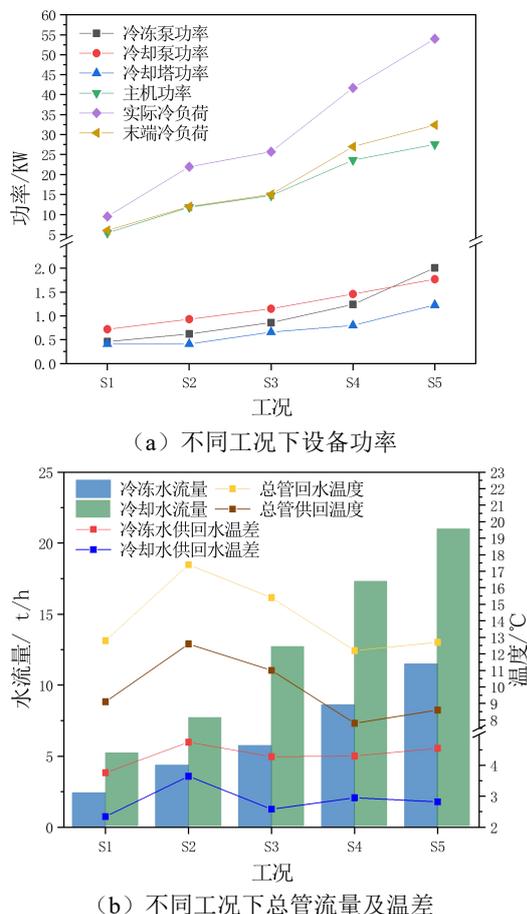


图 15 不同运行搭配组合下冷源测能耗及水力热力稳定

Fig.15 Measurement of Energy Consumption and Hydraulic and Thermal Stability of Cold Source Under Different Operation Combinations

3 结论

本文设计了一种中央空调系统缩尺模拟实验平台,可对末端管网的布置形式、规模、负荷大小,主机台数进行变动,对各设备诸如水泵、风机进行变频变风量调节。从系统基本构造以及热湿过程机理方面对实际大型中央空调系统进行模拟。本文详细介绍了实验平台的设备构成、设计原理,并通过实验数据分析论证该实验平台在水力与热力稳定性,能够在不同末端负荷、水流量、冷源测搭配组合下达到稳定的水力与热力平衡,进行持久可靠的运行,实验结果符合一般常识规律。通过该实验平台,研究人员能获得不同管网布置形式、不同机组搭配、不同负荷运行工况的实验数据,能够为中央空调系统节能运维研究提供实验基础是数据支撑,为建立小型中央空调系统与实际大型中央空调系

统之间的映射关系提供实验基础。

参考文献:

- [1] 中国建筑节能协会.中国建筑能耗研究报告 2020[J].建筑节能(中英文),2021,49(2):1-6.
- [2] 清华大学建筑节能研究中心.中国建筑节能年度发展研究报告 2020[M].北京:中国建筑工业出版社,2020.
- [3] 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.
- [4] Olmu U, YE Güzelel, Pnar E, et al. Performance assessment of a desiccant air-conditioning system combined with dew-point indirect evaporative cooler and PV/T[J]. Solar Energy, 2022,231:566-577.
- [5] Cheng Q, Zhang X. Review of solar regeneration methods for liquid desiccant air-conditioning system[J]. Energy and Buildings, 2013,67(4):426-433.
- [6] Cheng D, Zhang W, Liu M. Modeling and Control of Central Air Conditioning Loads for Peak Shaving[C]. 2019 IEEE PES Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference (APPEEC). IEEE, 2019.
- [7] Yijun Wang, Xinqiao Jin, Wantao Shi. Online chiller loading strategy based on the nearoptimal performance map for energy conservation[J]. Applied Energy, 2019, 238:1444-1451.
- [8] Hussain S A, Huang G, Yuen R, et al. Adaptive regression model-based real-time optimal control of central air-conditioning systems[J]. Applied Energy, 2020,276:115427.
- [9] Jing W, Yu J, Luo W, et al. Energy-saving diagnosis model of central air-conditioning refrigeration system in large shopping mall[J]. Energy Reports, 2021,7(3):4035-4046.
- [10] Nz A, Aaa B, Bg A, et al. Disaggregation of Electricity and Heating Consumption in Commercial Buildings with Building Automation System Data[J]. Energy and buildings, 2021.
- [11] 刘雪峰.中央空调冷源系统变负荷运行控制机理与应用研究[D].广东:华南理工大学,2012.
- [12] 姜国伟,赵薇,赵辛.中央空调实验平台的设计与开发[J].科技创新与应用,2014,(11):40-41.
- [13] 魏小清.闭式冷却水系统运行优化及实验研究[D].长沙:湖南大学,2017.

(下转第 464 页)