

基于 DeST 的用户侧连续调节水系统 运行性能模拟

高 岩¹, 林惠阳², 王 闯², 燕 达³, 朱丹丹³

(1. 北京建筑大学北京未来城市设计高精尖创新中心, 北京 100044; 2. 北京建筑大学供热供燃气通风空调工程北京市重点实验室, 北京 100044; 3. 清华大学建筑节能研究中心, 北京 100084)

摘 要 目的 为了仿真集中空调冷冻水系统的运行特性和冷站设备能耗, 研究基于用户侧整体模型的建筑空调末端设备和冷站的模拟计算平台, 实现对空调冷冻水系统运行和冷站设备能耗的动态仿真计算. **方法** 基于冷站和用户末端盘管的水力、热力特性, 搭建冷站模型和连续调节末端的用户侧整体模型, 以 DeST 模拟软件的房间负荷、建筑热特性参数和室外空气温湿度为基础, 计算得到末端连续调节水系统的运行特性, 同时结合冷站模型, 完成冷站及用户侧模型的联合仿真. **结果** 某一冷量下, 用户侧的流量在一个小范围内变化; 负荷率较低时, 旁通水阀开启使得供回水温差减小; 实现了建筑集中空调系统冷冻水系统的动态运行状态和冷站设备的能耗模拟计算. **结论** 为用户侧采用连续调节末端的建筑空调冷冻水系统的全工况模拟计算提供了一种可借鉴的方法.

关键词 空调水系统; 连续调节; 运行特性; 能耗模拟; 用户侧模型

中图分类号 TU831

文献标志码 A

Simulation Research on Operational Performance of Continuously Regulating Water System on User Side Based on DeST

GAO Yan¹, LIN Huiyang², WANG Chuang², YAN Da³, ZHU Dandan³

(1. Beijing Advanced Innovation Centre for Future Urban Design, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing, China, 100044; 2. Beijing Key Lab of Heating, Gas Supply, Ventilating and Air Conditioning Engineering, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing, China, 100044; 3. Building Energy Conservation Research Center, Tsinghua University, Beijing, China, 100084)

Abstract: In order to simulate the operation characteristics of the centralized air conditioning chilled water system and the energy consumption of the freezing station equipment, this paper studies a simulation calculation platform for the building air conditioning terminal equipment based on

收稿日期: 2018-11-02

基金项目: 国家重点研发计划项目(2017YFC0702200); 北京市教委科技计划面上项目(KM201010016007); 高水平创新团队建设计划项目(IDHT20180512)

作者简介: 高岩(1973—), 男, 教授, 博士, 主要从事建筑节能方面研究.

the user side overall model and the freezing station model, which can realize the dynamic simulation calculations of the operation of the air conditioning chilled water system and energy consumption of the freezing station equipment. Based on the hydraulic and thermal characteristics of the freezing station and the user's terminal coil, the freezing station model and the continuously regulating water system of the user-side overall model of the building were built. And based on room load data, building thermal characteristics parameters and outdoor air temperature and humidity of the DeST simulation software, the operating characteristics of the continuously regulated water system can be calculated. At the same time, combined with the freezing station model, the joint simulation of the freezing station and the user side model is completed. The results showed that the flow on the user side changes within a small range under a certain cooling capacity; when the load rate is low, the bypass water valve is opened to reduce the temperature difference between the supply and return water; the simulation calculation of the dynamic operation state of the chilled water system of the building centralized air conditioning system and energy consumption of cold station equipment is realized. It provides a reference method for the simulation calculation of the building air conditioning chilled water system with continuously adjusted on the user side under all working conditions.

Key words: air-conditioning water system; continuous regulation; operating characteristics; energy consumption simulation; user-side model

随着工业水平的不断发展和人们生活水平的不断提升,越来越多的大型公共建筑拔地而起,且人们对生活环境的舒适度的要求也越来越高,其中大量的大型公共建筑对能耗有较大的需求.我国建筑总能耗的比例不断提升,约占据总能耗的27%^[1],其中公共建筑能耗占据建筑总能耗的25%^[2],且公共建筑的单位面积能耗最高,尤其是采用集中空调系统的大型公共建筑,单位面积能耗达到住宅建筑的10倍以上,此类大型公共建筑中,集中空调系统能耗占建筑总能耗的50%~60%^[3].在建筑集中空调系统中,冷站设备是集中空调系统的核心,它决定了是否能够满足末端的冷热需求,是能耗大户,也是空调设备投资的主要部分.空调冷冻水系统起着承上启下的作用,将冷站处的冷量输送到末端,空调冷冻水系统的运行特性影响着冷机能耗和运行输配能耗.因此,冷站和冷冻水系统的设计方案和运行性能将直接决定建筑房间的舒适度和空调能耗水平^[4-9].一般来说,对于冷冻水侧而言,以分集水器为界,可分为用户侧和冷站两部分,所以,用户侧模型可包括末端连续调节的一次回风机组模

型、新风机组模型;冷站的冷冻水侧模型包括冷机模型、冷冻泵模型及管网模型.为了预期建筑设计方案下空调冷冻水系统的运行特性和冷站能耗,需借助建筑能耗模拟软件来计算获得.最常用的建筑能耗模拟软件有DOE-2、DeST和EnergyPlus,其中DOE-2采用顺序模拟的方法,没有反馈环节,且在一定的理想状态下进行计算,模拟计算中还不包含冷冻水流量、回水温度等参数的计算^[5];DeST是基于能满足任何冷热量和流量需求的理想假设法进行计算,使得冷站和用户侧之间的相互耦合影响,目前还无法完成^[10];EnergyPlus采用了循环迭代的计算,但忽略了各个设备之间不同的耦合特性,常常使得计算结果不收敛,且模拟计算时长过长^[5];可见这3种软件都不能适合快速动态仿真的用户侧模型.笔者针对用户采用连续调节末端,研究用户侧整体模型,从而实现用户侧与冷站的联合仿真.一般来说,用户侧末端的数量较多,水网拓扑结构较为复杂,故对用户侧整体模型不进行详细的水力平衡计算.冷站的设备数量较少,管路较为简单,故对冷站搭建详细的水网拓扑结构,进行水力平衡

的计算,得到冷站水网各个支路的流量和压力。

1 冷站与用户侧模型联合计算

笔者分别建立合理的末端连续调节的用户侧整体模型和细致的冷站模型,用户侧整体模型与冷站模型的关系如图 1 所示。通过供水温度、供回水压差、回水温度和用户侧总流量来实现用户侧整体模型和冷站模型的联合计算^[11],具体的计算流程如图 2 所示。

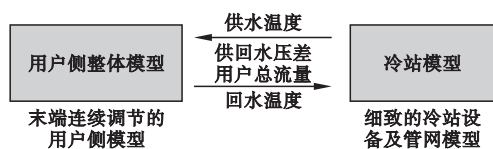


图 1 用户侧整体模型与冷站模型的关系图

Fig. 1 Relationship between user-side overall model and freezing station model

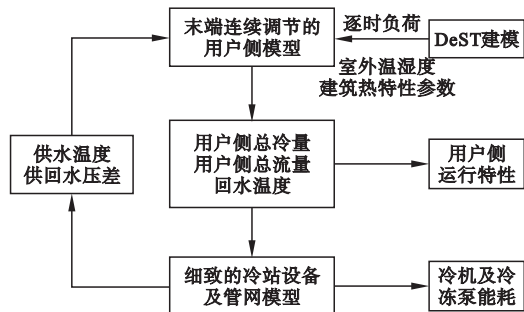


图 2 计算流程图

Fig. 2 Calculation flow chart

基于 DeST 得到的房间逐时负荷、建筑热特性参数和室外空气温湿度,给定冷站模型提供的供回水压差和供水温度,由末端连续调节的用户侧模型可计算得到用户侧总冷量、总流量和回水温度,由用户侧总冷量和总流量可得到用户侧运行特性;将用户侧总流量和回水温度提供给细致的冷站设备及冷站管网模型,可计算得到冷机和冷冻泵的能耗大小以及下一时刻的供回水压差和供水温度。根据 DeST 计算得到的房间负荷等参数,通过用户侧整体模型和冷站模型,计算出用

户侧的运行特性和冷机、冷冻泵的能耗大小。

2 冷站模型

2.1 冷机数学模型

笔者采用 J. M. Gordon 等^[12-14]关于冷机 COP 和制冷量的关系,建立冷机模型。冷机 $1/COP$ 和制冷量 $1/Q_e$ 的线性关系式为

$$\frac{1}{COP} = R_t - 1 +$$

$$\left[\frac{1}{Q_e} + \frac{1}{C_c T_{e,w,out}} + \frac{1}{T_{e,w,out}} \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_e} \right) \right] R_t q_e + \left[\frac{-1}{Q_e} + \frac{1}{C_c T_{e,w,out}} + \frac{1}{T_{e,w,out}} \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_e} \right) \right] q_c \quad (1)$$

式中: COP 为冷机的制冷性能系数; Q_e 为冷机实际制冷量, kW; $T_{e,w,out}$ 为冷冻水供水温度, K; C_c 为冷凝器的换热系数, kJ/K; C_e 为蒸发器的换热系数, kJ/K; R_q 为负荷率; R_t 定义为 $R_t = T_{c,w,in}/T_{e,w,out}$, $T_{c,w,in}$ 为冷凝水回水温度, K; q_e 为蒸发侧不可逆损失; q_c 为冷凝侧不可逆损失。

蒸发侧不可逆损失:

$$q_e = a_0 + a_1 R_q + a_2 R_q^2 + a_3 R_q^3 \quad (2)$$

式中: $a_0 \sim a_3$ 为系数,可从冷机样本中获取。

冷凝侧不可逆损失:

$$q_c = a_4 + a_5 R_q + a_6 R_q^2 + a_7 R_q^3 \quad (3)$$

式中: $a_4 \sim a_7$ 为系数,可从冷机样本中获取。

冷机功率为

$$N_{chiller} = \frac{Q_e}{COP} \quad (4)$$

式中: $N_{chiller}$ 为冷机功率, kW。

2.2 水泵数学模型

水泵有定频水泵和变频水泵,且特性曲线可在设备选型样本中获取,笔者采用文献[15]中水泵的数学模型。

定频水泵的扬程与流量特性关系式为

$$H = aQ^2 + bQ + c \quad (5)$$

式中: H 为水泵扬程, kPa; Q 为水泵流量, m^3/h ; a, b, c 为系数,可从水泵的样本中获取。

定频水泵的效率与流量特性关系式为

$$\eta = dQ^2 + eQ + f. \tag{6}$$

式中: η 为水泵的效率; d, e, f 为系数, 可从水泵的样本中获取.

变频水泵的扬程与流量特性关系式为

$$H = aQ^2 + b\left(\frac{n_1}{n_0}\right)Q + c\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2. \tag{7}$$

式中: n_0 为设计工况下的转速; n_1 为运行状态下的转速.

变频水泵的效率与流量特性关系式为

$$\eta = dQ^2 + e\left(\frac{n_1}{n_0}\right)Q + f\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2. \tag{8}$$

水泵的功率为

$$N_{\text{pump}} = HQ/\eta. \tag{9}$$

式中: N_{pump} 为水泵的功率, kW.

2.3 管网数学模型

建立冷站管网的数学模型. 假设管网的支路数为 B , 节点数为 $N + 1$, 根据管网的拓扑结构性质^[16-18], 满足管网流动特性的式(10) ~ 式(13) 矩阵方程, 描述管网水力工况.

$$AG = Q_0. \tag{10}$$

式中: A 为管网的关联矩阵; G 为支路流量, m^3/h ; Q_0 为节点的净流量, m^3/h .

$$B_f \Delta H = 0. \tag{11}$$

式中: B_f 为管网的基本回路矩阵; ΔH 为支路压降, kPa.

$$A^T P = \Delta H. \tag{12}$$

式中: P 为节点压力, kPa.

$$\Delta H = S|G|G + Z - DH. \tag{13}$$

式中: S 为对角阵, 对角元素表示对应支路的阻力系数, $\text{kPa}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^2$; $|G|$ 为对角阵, 对角元素表示对应支路的流量绝对值, m^3/h ; Z 为支路两端节点的位能差, kPa; DH 为支路的水泵扬程, kPa.

3 用户侧模型

3.1 一次回风机组模型

相比于新风空调机组, 一次回风机组的风量和水量调节计算都需与房间温度求解耦

合, 而房间的传热过程是大惯性环节, 水阀调节是小惯性环节, 如果根据控制房间为目标, 将两个热惯性相差甚多的环节耦合在一起, 容易造成房间温度的震荡. 因此, 笔者采用串级控制方法, 将水阀调节控制和房间温度控制解耦, 根据机组送风温度和送风温度设定值的偏差, 调节水阀的开度, 送风温度设定值再根据其他控制参数进行调节, 使得仿真更为稳定.

(1) 建立单个一次回风机组的模型. 由热交换效率法及表冷器换热模型可知, 输入参数为表冷器进口处空气的温度和含湿量、风量、水量及供水温度, 其中风量、水量和表冷器入口空气状态未知. 若空调控制良好, 房间温度的波动范围较小, 因此可将房间空气的状态参数作为表冷器入口空气的状态参数, 风量计算式为

$$G_a = \frac{Q_a}{\rho_a C_p (t_1 - t_{2\text{-set}})}. \tag{14}$$

式中: G_a 为送风量, m^3/s ; Q_a 为 AHU 所带房间的显热负荷, kW; t_1 为房间回风温度, $^{\circ}\text{C}$; $t_{2\text{-set}}$ 为送风温度设定值, $^{\circ}\text{C}$; ρ_a 为空气的密度, kg/m^3 ; C_p 为空气的比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$;

调整送风温度设定值, 使得送风量控制在额定风量的 40% ~ 90%, 从而确定送风量. 假定初始水量, 定送风温度控制, 由表冷器换热模型计算出单台一次回风机组的送风状态参数、水量及回水温度.

(2) 建立单个一次回风机组的时均计算模型. 由于在一小时的时间步长里, 房间的温度会在某一范围内波动. 表冷器换热量的波动范围 Δq 可以根据房间温度的波动范围 Δt 和建筑热特性系数 \varnothing 求得^[5], 具体计算式为

$$\Delta q = \frac{\Delta t}{\varnothing}. \tag{15}$$

式中: Δq 为表冷器换热量的波动范围, W; Δt 为房间温度的波动范围, $^{\circ}\text{C}$; \varnothing 为建筑热特性

系数,℃/W.

因此,即可得到该一次回风机组的最小和最大供冷量,从而求出最小和最大送风量,进而求得最小和最大的水量,将最小和最大水量的算术平均值作为该机组的时均水量,再根据该机组的平均供冷量,求得该机组的回水温度.

(3)建立整体一次回风机组的模型.对每一个一次回风机组都采用热交换效率法进行详细的计算,得到每台机组的时均水量和回水温度,将不同机组的水量进行求和,得到机组的总时均水量,进一步根据混水模型,求出机组的总回水温度.

3.2 新风机组模型

首先建立单个新风机组的模型,再建立整体新风机组的模型,从而得到新风机组的总水量和回水温度.在风量方面,采用定新风量运行;在控制方面,采用定送风温度控制,从而调节水量.对于单个新风机组换热盘管来说,当前时刻的水量为未知数,因此假设一个水量初始值,根据定送风温度来调节水量,达到需求的水量.单个新风机组的模型的计算流程如图3所示.

的总回水温度.

3.3 表冷器模型

表冷器的热湿交换,是在主体空气与紧贴换热器外表面的边界层空气之间的温差和水蒸气分压力差作用下进行的^[19-20].由于在一般建筑的集中空调系统中,冷冻水的供水温度为7℃,就会使得边界层的空气温度低于主体空气的露点温度,即冷冻水对空气进行冷却减湿的过程,所以空气与换热器表面不仅有显热交换,还伴随着潜热交换,这样的湿工况的换热计算比较复杂.表面式换热器的进出口流体的热湿交换程度,可用全热交换效率 E_g 来表征.经过表面式换热器的空气的处理比例,可用通用热交换效率 E' 来表征.

对于确定的某一表冷器,当空气和水的热交换平衡时,要满足3个条件:①空气处理过程需要的全热交换效率 E_g 应该等于该表冷器能到达到的全热交换效率 E_g ;②空气处理过程需要的通用热交换效率 E' 应该等于该表冷器能到达到的通用热交换效率 E' ;③空气侧释放的热量应该等于冷冻水侧吸收的热量.笔者采用该方法建立表冷器模型.

4 模拟仿真应用

4.1 应用案例概况

笔者选取了商场建筑作为模拟对象,基于 DeST 得到的室外空气温湿度、房间负荷和建筑热特性参数,通过搭建的末端连续调节的用户侧整体模型和详细的冷站模型,进行模拟计算.该商场共有12层,每层层高为3.6m,房间功能包含有:店铺、中庭、楼梯间、电梯间及卫生间等.通过 DeST 建立建筑模型,计算出该建筑的热特性系数和每个房间的全年逐时负荷.该建筑的空调设计方案采用了一级泵变流量系统,末端采用全空气系统(新风机组处理后新风与回风混合),图4为冷冻水侧的方案系统示意图.

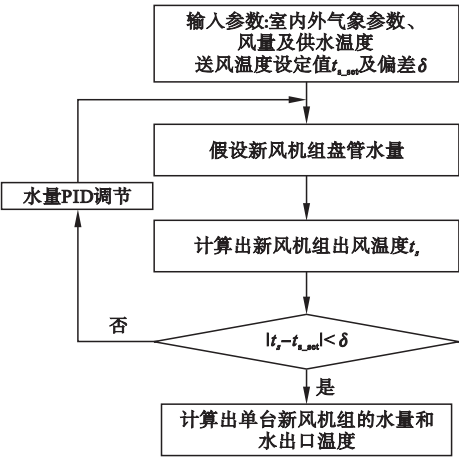


图3 单个新风机组模型计算流程

Fig. 3 Calculation process of single PAU model

根据单个新风机组的模型得到的水量和水出口温度,将不同新风机组的不同水量进行求和,进一步根据混水模型,求得新风机组

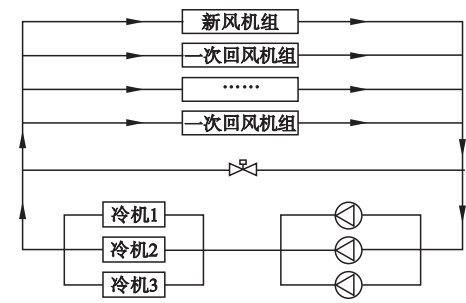


图 4 设计阶段的冷冻水侧系统示意图
Fig. 4 Schematic diagram of chilled water side system at design stage

根据设计阶段的设备选型,选择的冷机和冷冻泵设备参数如表 1 和表 2 所示,对应的冷机负荷率与 COP 的特性曲线如图 5 所示,冷冻泵的扬程—流量及效率—流量曲线如图 6 所示。

表 1 冷机设备额定参数

Table 1 Rated parameters of chiller equipment						
型号	制冷量/kW	冷冻水流量/ ($L \cdot s^{-1}$)	冷却水流量/ ($L \cdot s^{-1}$)	额定功率/ kW	COP	数量/台
19XR -	1 934	109	130	347	5.57	3

表 2 冷冻泵设备额定参数

Table 2 Rated parameters of freezing pump equipment				
型号	额定扬程/kPa	额定流量/ ($L \cdot s^{-1}$)	额定功率/kW	数量/台
TP 200 - 360/4	320	109	45	3

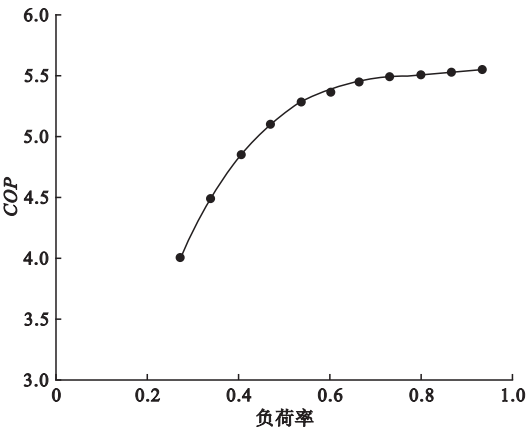


图 5 冷机负荷率与 COP 关系图
Fig. 5 Relationship between load rate and COP of chiller

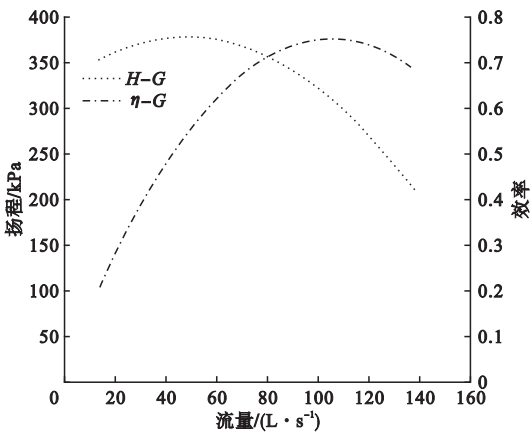


图 6 冷冻泵的扬程—流量及效率—流量曲线
Fig. 6 Lift head flow and efficiency flow curve of freezing pump

末端共有 24 台额定冷量为 200 kW 的一次回风机组和 6 台额定冷量为 200 kW 的新风机组. 房间的设计干球温度为 26 ℃,相对湿度为 65%. 冷机根据负荷率、电流比及定供水温度进行台数控制,冷冻泵与冷机是一机对一泵的关系,水泵频率通过供回水压差进行变频调节,分集水器处的旁通水阀根据通过冷机的流量来调节阀门开度,进而实现流量的调节。

4.2 运行结果和分析

根据理论模型,在 Matlab 软件上编写计算程序,搭建模拟平台. 笔者选取夏日典型周,模拟得到冷机运行数量的变化,冷冻泵运行数量和频率的变化,冷机和冷冻泵分别对应的能耗大小以及用户侧空调水系统的运行特性. 再选取典型周的典型日,分析一次回风机组的供回水温差变化情况。

典型周的室外空气温湿度如图 7 所示,典型周的建筑逐时冷负荷如图 8 所示. 模拟得到冷机和冷冻泵的台数及冷冻泵的频率(见图 9),可以看出,冷机和冷冻泵运行的台数随着负荷的波动在变化,冷冻泵运行的频率也随着负荷的波动一直在变化,且与负荷的变化趋势一致。

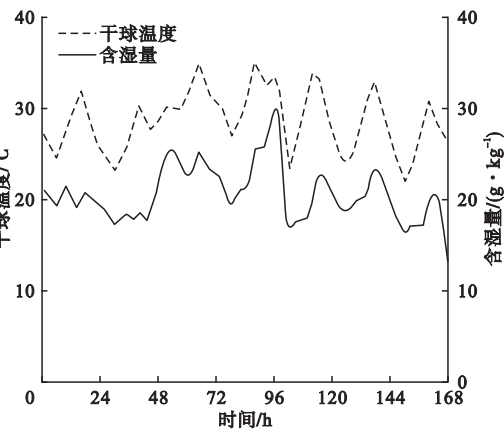


图7 典型周的室外空气温湿度

Fig. 7 Outdoor air temperature and humidity of typical weeks

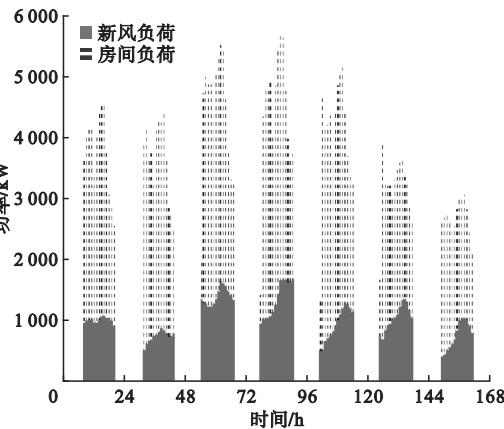


图8 典型周的建筑逐时冷负荷

Fig. 8 Hourly cooling load of buildings of typical weeks

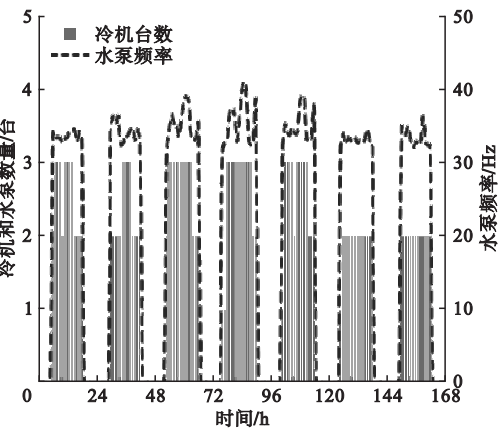


图9 冷机台数和冷冻泵频率变化

Fig. 9 Changes of chiller number and freezing pump frequency

通过模拟计算出冷冻泵一周的总电耗为 5 744 kW·h,冷机一周的总电耗为 70 813 kW·h,系统一周的总电耗为 76 557 kW·h,不同时刻不同负荷下的冷机和冷冻泵对应的功率如图 10 所示,与负荷趋势相比,可以看出冷机的能耗随着建筑负荷变化.用户侧空调水系统的冷量和流量的关系如图 11 所示,可以看出,由于旁通流量的影响,冷机侧的供回水温差比用户侧的供回水温差小.由图 11 还可以看出,末端连续调节的用户侧冷量-流量特性并非一条“线”,即某一冷量下,对应的流量在一个小范围内变化,而不是一个冷量对应一个流量值.相对冷量和相对流量的关系如图 12 所示,可看出供回水温差均在 5℃以上(对角线温差为 5℃),整体表现出“大温差小流量”的特性.由单一末端的理论曲线可知,当负荷率较低时,供回水温差会明显上升,从图 12 可以看出,当负荷率较低时,系统的供回水温差没有上升,而是保持不变或下降,经分析可知,负荷率较低时,单个末端的供回水温差明显上升,所需流量也减少,冷冻泵以最低频率运行,总流量还是大于末端所需流量,这时旁通阀开启,有部分 7℃旁通流量和回水混合,使得冷机侧的供回水温差减小,接近于 5℃.

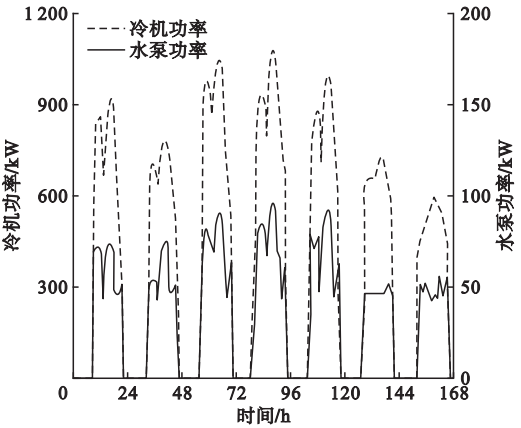


图10 冷机和冷冻泵功率

Fig. 10 Power of chiller and freezing pump

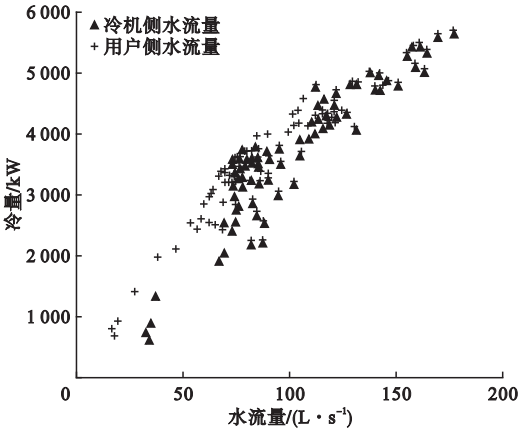


图 11 全空气系统用户侧冷量 - 流量特性
Fig. 11 Cooling-flow characteristics of user-side of all air system

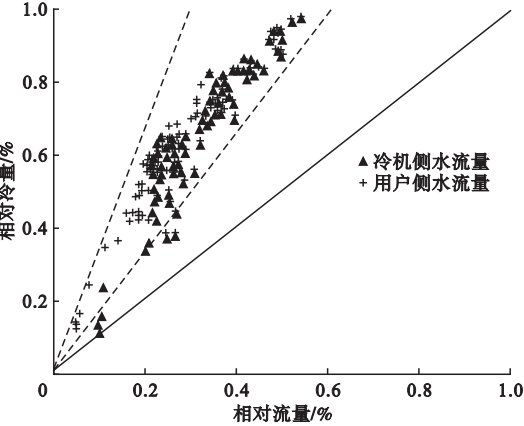


图 12 用户侧相对冷量和相对流量的关系
Fig. 12 Relationship between relative cold and relative flow on user-side

不同位置的部分空调箱供回水温差变化如图 13 所示,可以看出,不同位置的空调箱承担着不同的负荷,在总负荷较小时,承担负荷较大的空调箱的流量也较大,供回水温差较小,处于 3.4 ~ 5 ℃,表现出“大流量小温差”的特性;承担负荷较小的空调箱的流量也较小,供回水温差较大,处于 5 ~ 8.3 ℃,表现出“小流量大温差”的特性,而整体的供回水温差都在 5 ℃ 以上,整体表现出“小流量大温差”的特性,当不同位置空调箱机组的运行点不一致时,整体的温差不是各个机组温差的平均值,而是根据对应的流量进行加权计算而得。

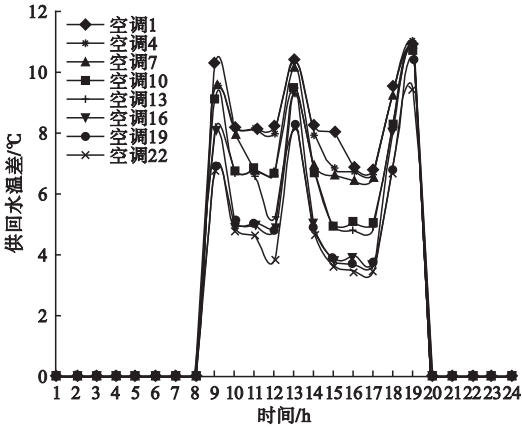


图 13 不同位置空调箱供回水温差变化

Fig. 13 Variation of temperature between supply and return water of AHUs in different positions

笔者基于 DeST 模拟软件得到的房间负荷、热特性参数和室外气象参数,通过搭建末端连续调节的用户侧整体模型和细致的冷站模型,根据工程设计方案,可模拟出冷机台数变化和冷冻泵频率变化、冷机和冷冻泵的能耗大小、用户侧空调水系统的运行特性以及不同空调箱的冷量、流量和供回水温差情况,为建筑空调冷冻水系统全工况的模拟计算提供了一种可借鉴的方法。

5 结 论

(1)末端连续调节的用户侧冷量 - 流量特性并非一条“线”,即某一冷量下,对应的流量在一个小范围内变化,而不是一个冷量对应一个流量值。

(2)当负荷率处于中高水平时,旁通阀一直处于关闭状态,当负荷率较低时,单个末端的供回水温差明显升高,但末端需求的水量减少,旁通阀开启,有部分 7 ℃ 旁通流量和回水混合,使得总回水温度降低,因此,冷机侧的供回水温差减小。

(3)实现了建筑集中空调系统冷冻水系统的动态运行状态和冷站设备的能耗的模拟计算。

参考文献

[1] 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[M].北京:中国建筑工业出版社,2016.
(Building Energy Research Center of Tsinghua University. China building energy conservation annual development research report[M]. Beijing: China Architecture & Building Press,2016.)
- [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[M].北京:中国建筑工业出版社,2013.
(Building Energy Research Center of Tsinghua University. China building energy conservation annual development research report[M]. Beijing: China Architecture & Building Press,2013.)
- [3] 江亿. 我国建筑耗能状况及有效的节能途径[J]. 暖通空调,2005,35(5):30-40.
(JIANG Yi. Current building energy consumption in China and effective energy efficiency measures[J]. Heating ventilating & air conditioning,2005,35(5):30-40.)
- [4] 朱丹丹. 空调冷冻水系统用户侧整体模型研究[D].北京:清华大学,2013.
(ZHU Dandan. Research on the modeling of customer side chilled water systems in air-conditioning systems[D]. Beijing: Tsinghua University,2013.)
- [5] 张晓亮. 空调冷冻站及冷冻水系统模拟计算方法的研究[D].北京:清华大学,2009.
(ZHANG Xiaoliang. Research on the simulation method of refrigerating station and chilled water circuit in HVAC system[D]. Beijing: Tsinghua University,2009.)
- [6] 常晟. 中央空调冷冻水系统整体特性研究[D].北京:清华大学,2013.
(CHANG Cheng. Integrated characteristic of chilled water circulation system in centralized air conditioning system[D]. Beijing: Tsinghua University,2013.)
- [7] 蔡宏武. 实际运行调节下的空调水系统特性研究[D].北京:清华大学,2009.
(CAI Hongwu. Study on characteristics of real operated chilled water system[D]. Beijing: Tsinghua University,2009.)
- [8] 王冷非. 变流量空调冷水系统的分析和比较[J]. 暖通空调,2013,43(4):36-40.
(WANG Lengfei. Comparison and analysis for variable flow chilled water system[J]. Heating ventilating & air conditioning,2013,43(4):36-40.)
- [9] 廖滢,常文成,牛利敏,等. 中央空调冷冻水系统问题分析及研究现状[J]. 制冷与空调,2016(1):36-41.
(LIAO Yan, CHANG Wencheng, Niu Limin, et al. Analysis and review of research on the issue of chilled water system of central air conditioning[J]. Refrigeration and air conditioning,2016(1):36-41.)
- [10] 清华大学 DeST 开发组. 建筑环境系统模拟分析方法:DeST[M].北京:中国建筑工业出版社,2006.
(DeST development group of Tsinghua University. Building environment system simulation analysis method:DeST[M]. Beijing: China Architecture & Building Press,2006.)
- [11] 朱伟峰. 空调冷冻水系统特性研究[D].北京:清华大学,2002.
(ZHU Weifeng. Study on characteristics of air conditioning chilled water system[D]. Beijing: Tsinghua University,2002.)
- [12] GORDON J M, Kim C N, HUI T C. Centrifugal chillers: thermodynamic modeling and a diagnostic case study[J]. International journal of refrigeration,1995,18(4):253-257.
- [13] 夏建军,燕达,江亿. 建筑环境设计模拟分析软件 DeST 第九讲、冷热源与水系统模拟分析(上)[J]. 暖通空调,2005,35(3):59-64.
(XIA Jianjun, YAN Da, JIANG Yi, et al. Building environment design simulation software DeST(9): simulation and analysis of cooling plants (part 1)[J]. Journal of HV&AC,2005,35(3):59-64.)
- [14] 燕达,夏建军,刘烨,等. 建筑环境设计模拟分析软件 DeST 第九讲、冷热源与水系统模拟分析(下)[J]. 暖通空调,2005,35(4):42-53.
(YAN Da, XIA Jianjun, LIU Ye, et al. Building environment design simulation software DeST(9): simulation and analysis of cooling plants (part 2)[J]. Heating ventilating & air conditioning,2005,35(4):42-53.)
- [15] 蔡增基,龙天渝. 流体力学泵与风机[M].北京:中国建筑工业出版社,1999.
(CAI Zengji, LONG Tianyu. Hydrodynamic pumps and fans[M]. Beijing: China Architecture & Building Press,1999.)
- [16] 石兆玉. 流体网络分析与综合[M].北京:清华大学出版社,1993.
(SHI Zhaoyu. Fluid network analysis and synthesis[M]. Beijing: Tsinghua University Press,1993.)
- [17] 陆耀庆. 供热空调设计手册[M].北京:中国建筑工业出版社,2007.
(LU Yaoqing. Heating and air conditioning design manual[M]. Beijing: China Architecture & Building Press,2007.)
- [18] 胡泽宽,高岩,林惠阳. 通断调节下风机盘管水系统水力特性偏离[J]. 科学技术与工程,2018,18(19):283-288.
(HU Zekuan, GAO Yan, LIN Huiyang. Deviation of hydraulic characteristics of fan coil water system under on-off adjustment[J]. Science technology and engineering,2018,18(19):283-288.)
- [19] 赵荣义,范存养,薛殿华,等. 空气调节[M].北京:中国建筑工业出版社,2009.
(ZHAO Rongyi, FAN Cunyang, XUE Dianhua, et al. Air conditioning[M]. Beijing: China Architecture & Building Press,2009.)
- [20] 燕达,张野,江亿. 建筑环境设计模拟分析软件 DeST 第7讲、空气处理设备方案模拟分析[J]. 暖通空调,2005,35(1):49-58.
(YAN Da, ZHANG Ye, JIANG Yi. Building environment design simulation software DeST(7): simulation and analysis of air handling process[J]. Heating ventilating & air conditioning,2005,35(1):49-58.)
- (责任编辑:徐玉梅 英文审校:唐玉兰)