

长春某大厦的能耗分析与节能

朱 林, 杨金钢

(吉林建筑工程学院 市政与环境工程学院, 吉林 长春 130021)

摘 要: 利用 DeST 软件对长春某大厦进行分析,就模拟结果与实际设备运行情况对初投资及运行费用情况进行比较。

关键词: 空调; 动态负荷; 层段; 累计冷热量; 最大冷热负荷

中图分类号: TU83

文献标识码: A

文章编号: 1006-2939(2007) S1-0197-07

Energy loss and saving analysis with a Mansion in Changchun

ZHU Lin, YANG Jin-gang

(School of Municipal and Environment Engineering, Jilin Architectural and Civil Engineering Institute, Changchun 130021, China)

Abstract: With DeST software, taking an mansion as example, energy loss and saving analysis is made. The simulation results are compared with initial investment.

Key words: air condition; dynamic load; floor section; accumulated cooling/ heating quantity; maximum cooling/ heating load.

0 引 言

目前我国采暖住宅现状的耗热量指标计算室内平均温度,通过对模型的稳态计算和动态模拟软件 DeST-h 计算对比,检验了其准确性。为以后我国节能设计标准的修订提供帮助。

空调系统方案设计是整个空调系统设计过程中的一个重要环节,它衔接前期概念设计阶段(建筑物热过程分析)和后期的详细设计(设备选择、管网分析等)阶段。随着设计的展开,通过建筑模拟了解建筑物本身的热特性之后,设计人员将进行系统的设计。通过对以上内容进行模拟和评价,我们可以建立一个可用于辅助空调系统方案设计的模拟分析方法,使设计者明确,采用不同的方案会产生的效果,从而达到优化设计和提高设计水平的目的^[1,2]。

DeST 致力于辅助建筑环境及系统设计,以期用最小的能源代价来满足人们的热舒适性要

求。

文中对长春某大厦进行模拟与实际运行情况进行比较分析。

1 模拟建筑对象的基本情况

文中选取在所调查空调建筑物中的一栋位于长春市的高档写字楼——某大厦,进行空调热负荷模拟。大厦建筑面积约为 58 000 m²,共 31 层,其中包括 2 层地下建筑,1 层设备层——位于 5 层与 6 层之间。大厦在建筑结构上与空调系统上有以下特点:(1)大厦可以分为两个部分,东向部分为 26 层,北向部分为 20 层(不包括设备层)。北向部分向北侧 1~20 层呈弧形收缩,东向部分向东侧呈直线型;(2)全楼各层空调系统绝大部分采用风机盘管加新风系统的空气-水系统;(c)大厦有地下两层,地下 2 层为设备与物业用房,地下 1 层主要作为库房与车库,均不包括制冷。1~6 层为群房部分,用途比较复杂,包括宾馆大堂、宴

收稿日期: 2007-06-25

作者简介: 朱 林(1961-),男,汉族,吉林公主岭人,吉林建筑工程学院研究员,硕士,主要从事空调制冷研究, E-mail:jlshwyp@163.com.

会房间、多功能厅、销售中心、健身房间、洗浴、咨询房间、设备房等,设置风机盘管数量与新风量较大,房间需进行单独设置;7~20层为标准层,东

向房间功能主要以客房为主,北向房间功能主要以办公室为主;20~26层只有在东向的房间,主要以客房为主。如图1所示。

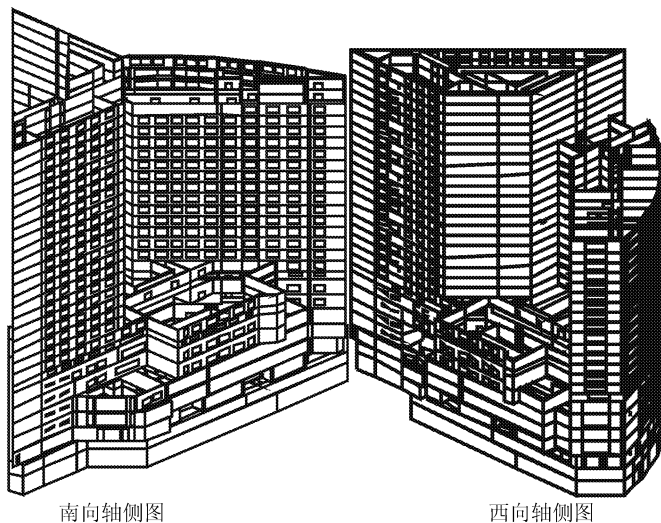


图1 DEST模拟某大厦外观

大厦的空调面积约为 39 000 m²。

2 DeST 模拟系统的设置基本情况

通过对上述建筑物基本设置与分析,首先对建筑物内热扰进行模拟建筑主要功能房间设定,模拟建筑主要功能设计用参数进行详细设置,建筑主要功能房间环境控制参数,之后对工程材料围护结构进行设置,进行空调房间的全年负荷模拟和建筑物的能耗分析,必须了解房间内的热量变化和转换过程,以及现代负荷的计算方法。而关于房间热量变化过程的研究,最终反映在墙体传热、玻璃窗传热、房间冷热负荷和室内空气温度等的计算之中^[2]。

2.1 房间的扰量设定

当把房间作为一个热力系统,研究其各种热量变化过程,例如得热转变为负荷、室温变化过程等,则首先要讨论影响这些热过程的因素,它们是

这个系统的扰量。房间的扰量可能从室外,也可能就在室内对房间的热过程发生作用,最有代表性的室外扰量,是房间或建筑物的大气温度和太阳辐射等气象因素。室外扰量的特点是它们必须首先通过房间的围护结构——墙、窗、地板(或地坪)和天花板(或屋顶)才能影响到室内。在研究房间热力系统时,通常以墙体为围护结构的代表,这样室外扰量将首先作为墙体热力系统的扰量。房间内部的热源构成了室内扰量,它们直接对房间系统发生作用,具体的有室内灯光、人员和发热设备的得热量。为了统一,把射入的太阳辐射、墙体传热和新风等与它们并列,作为房间系统的扰量^[3]。

建筑主要功能房间人员作息(工作日)和建筑主要功能房间灯光及设备作息比率(工作日),如图2和图3所示。

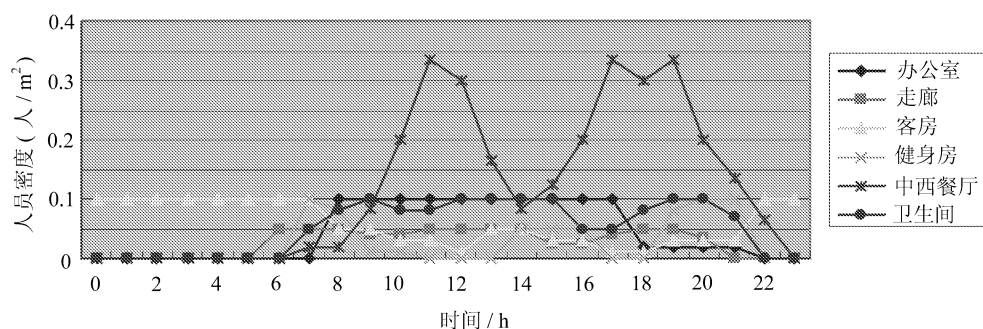


图2 建筑主要功能房间人员作息(工作日)

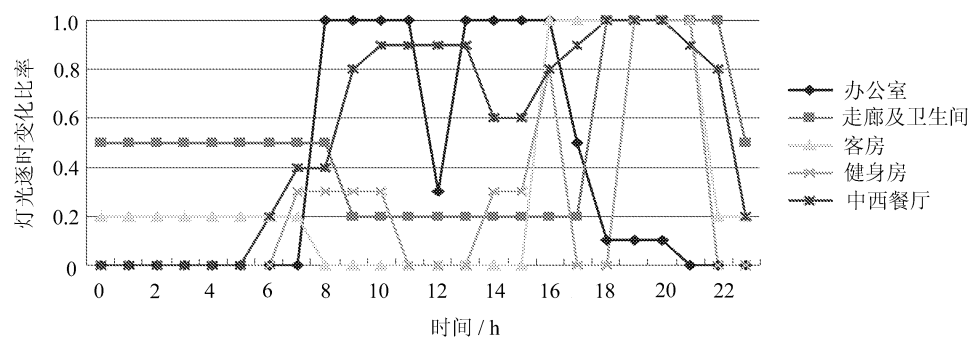


图3 建筑主要功能房间灯光及设备作息比率(工作日)

2.2 房间的热平衡模型

计算出任意扰量下的墙体传热量后,就可以对包括所有室内家具、设备等在内的房间整体的热特性进行分析计算^[4],以求解出房间的冷热负荷及温湿度状态。

3 DeST 模拟结果与分析

这里取长春正常制冷季节设定,采暖季节开始日期11月15日,结束日期3月15日;空调季节开始日期6月1日,结束日期8月30日。某大厦总

建筑空调面积在38 767 m²,项目负荷统计如下:全年最大热负荷4 871.61 kW,全年最大冷负荷2 656.76 kW,全年累计热负荷5 758 370.37 kW·h,全年累计冷负荷1 494 003.21 kW·h。项目负荷面积指标:全年最大热负荷指标125.66 W/m²,全年最大冷负荷指标68.53 W/m²,全年累计热负荷指标148.54 kW·h/m²,全年累计冷负荷指标38.54 kW·h/m²。项目分季节负荷指标:采暖季热负荷指标39.10 W/m²,空调季冷负荷指标14.12 W/m²。

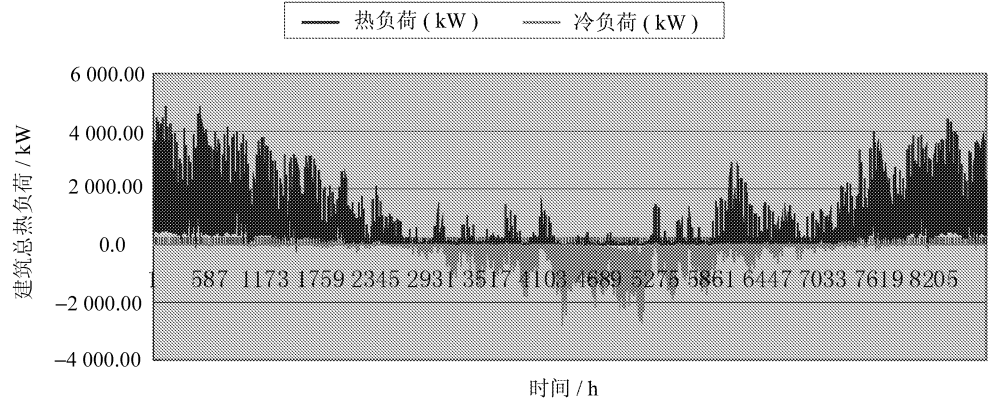


图4 模拟建筑逐时总负荷

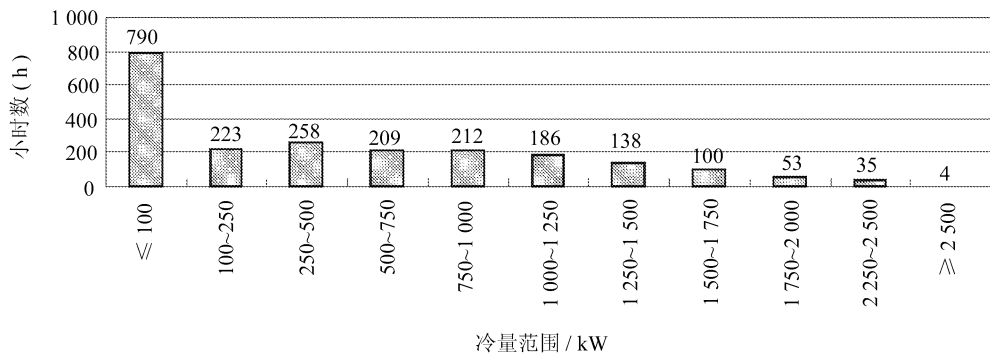


图5 建筑空调系统制冷季节耗冷量分布图(6月1日~8月31日)

模拟计算最大冷负荷为2 656.76 kW,在制冷季节单位面积最大冷负荷为68.53 W/m²,出现在模拟日期的8月2日下午2时。从上图可以

看出,大厦的75%~100%最大冷负荷运行时间为39 h,占总制冷期量的1.8%;50%~75%组最大冷负荷运行时间为153 h,占总制冷期量的

6.9%;25%~50%组最大冷负荷运行时间为536 h,占总制冷期量的24.3%;0%~25%组最大冷负荷运行时间为1480 h,占总制冷期量的67.0%。这4个区段的运行时间基本上随冷负荷降低呈反倍递增。

由以上分析可知,一年之中空调系统在部分负荷下运行的时间较多,因此,全年耗能量与制冷机组部分负荷下的工作性能有关。机组负荷率在40%~90%之间时,机组功率百分数低于负荷率,说明运行效率高。而当机组负荷率低于40%时,情况正好相反。根据室外气象条件及运行记录看,冷水机组配备容量偏大,大部分时间在部分条

件下运行,机组负荷率小于40%。全年大部分时间可以只开一台燃气主机,配一台冷冻水泵、一台冷却水泵,其余设备备用。极端条件下,负荷大于一台主机的容量,应采用下列运行方案:先开启一台主机,由小到大调节其冷量,以满足实际负荷变化要求,直到出力不够时,再开启另一台,并且保持第一台的满负荷运行,而第二台随负荷变化进行调节。调整水路系统,改变管路特性曲线,使冷水泵运行在最佳工作点上^[5]。

通过实际调查,制冷机组实际运行情况如图6和图7所示。

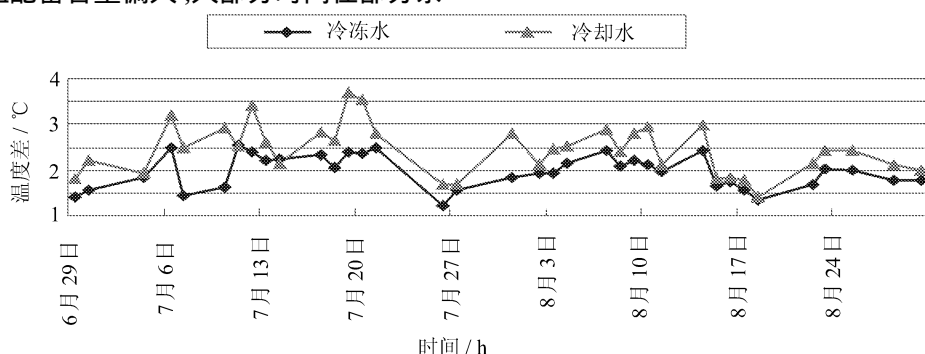


图6 冷冻水/冷却水实际运行温差图

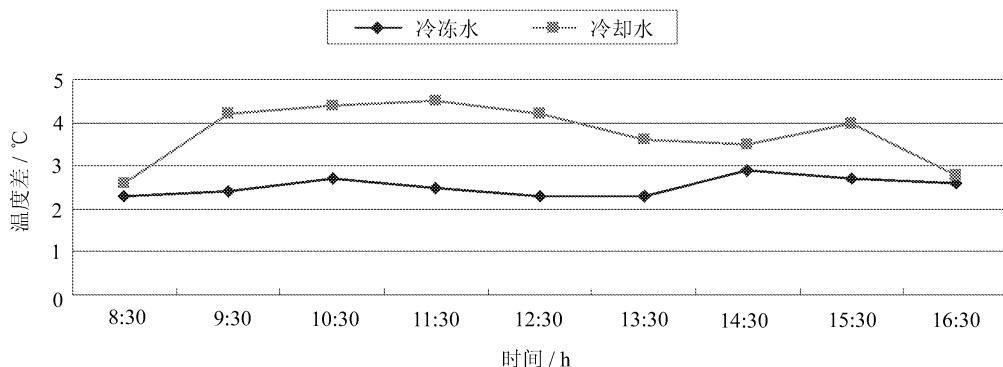


图7 制冷季最大温差日冷冻水/冷却水进出口温差(7月19日)

空调用冷水机组一般是在标准工况所规定的冷水回水温度 12°C ,供水温度 7°C ,温差为 5°C 的条件下运行的。对于同台冷水机组来说,其运行条件不变,外界负荷一定的情况下,冷水机组的制冷量是一定的。此时,通过蒸发器的冷水流量与供、回水温差成反比,即冷水流量越大,温差越小;反之,流量越小,温差越大。所以,冷水机组工况规定冷水供回水温差为 5°C ,这实际上是规定了机组的冷水流量。这种冷水流量的控制就表现为控制水通过蒸发器的压力降在标准工况下,蒸发器上冷水供回水压降调定为 49 kPa (0.5 kg/cm^2)。对于一台正在运行的冷水机组

环境条件,负荷都已成为定值,这时冷凝热负荷也为定值。规定进、出水温差为 5°C ,冷却水量必然也为一定值而且该流量与进出水温差成反比。所以,冷水机组的运行只要规定冷却水的进出水温差即可,流量通常用进、出冷凝器的冷却水压力降来控制。在标准工况下,冷凝器进出水压力降调定为 68.6 kPa (0.7 kg/cm^2)。通过实际测定,实际空调机组运行冷冻水的日平均温差,冷冻水日平均温差在 $1.40\sim 2.56^{\circ}\text{C}$,冷却水日平均温差在 $1.41\sim 3.70^{\circ}\text{C}$ 。其中,日冷冻水日平均温差与冷却水日平均温差最高值出现在7月19日。7月19日冷冻水最高温差为 2.9°C ,冷却水最高温差

为 4.4 。

3.1 制冷机房主要设备模拟与实际比较分析

通过对某大厦模拟结果进行分析选型,根据现有空调机房的了解,对模拟机房主机及机房主要设备进行分析选型,与实际机房主要设备表进行对照与分析。

3.1.1 溴化锂吸收式冷热水机组的模拟与实际分析比较

模拟计算最大冷负荷为 2 656.76 kW,而实际运行在 7 月 19 日出现最大冷负荷为 2 698.16 kW,与模拟结果基本相符,选用溴化锂吸收式冷热水机组总制冷量为 $1\,461 \times 2 = 2\,922$ kW,能满足在夏季最大冷负荷。而设计溴化锂吸收式冷热水机组总制冷量为 $2\,326 \times 2 = 4\,652$ kW;在溴化锂吸收式冷热水机组选型上,全楼夏季空调最大计算总冷负荷是原设计总冷负荷的 58%,现有制冷设备安装容量富余了 42%。而对热负荷分析计算,模拟选型的设备可以满足冬季制冷最大日期的需要。

3.1.2 冷冻水循环泵与冷却水循环泵的模拟与实际分析比较

模拟冷冻水循环泵水流量为 $277\text{ m}^3/\text{h}$,冷却水循环泵 $416\text{ m}^3/\text{h}$,而实际选型用冷冻循环泵为 $450\text{ m}^3/\text{h}$,冷却循环泵 $G=750\text{ m}^3/\text{h}$ 。模拟进行选型后的冷冻水循环泵是实际选用冷冻泵的流量上 61.6%,现有冷冻水循环泵安装容量富余 38.2%;模拟进行选型后的冷却水泵,实际选用冷却水泵的流量上 55.5%,现有冷却水泵暗转容量

富余 45.5%。冬季由另一套泵系统进行供应。

3.1.3 全程水处理器、水处理设备的模拟与实际分析比较

实际运行上与 DeST 模拟结果基本相同,全程水处理器最大处理量为 800 t/h ,全自动钠离子交换器组最大处理量为 20 t/h 。

3.1.4 变频补水定压泵的模拟与实际分析比较

模拟变频补水定压泵水流量为 10 t/h ,而实际选型用变频补水定压泵为 $18\text{ m}^3/\text{h}$ 。模拟进行选型后的模拟变频补水定压泵是实际选用模拟变频补水定压泵水流量上 55.6%,现有模拟变频补水定压泵水流量安装容量富余 44.4%。

3.1.5 冷却塔的模拟与实际分析比较

模拟冷却塔水处理水量为 $378\text{ m}^3/\text{h}$,定规格冷却水量为 $400\text{ m}^3/\text{h}$ 的两台冷却塔对系统进行冷却,而实际运行冷却塔冷却水量为 $740\text{ m}^3/\text{h}$ 的两台冷却塔对系统进行冷却。模拟选定的冷却塔是现有冷却塔的 54.1%,富余量 45.9%。

在机房主要设备进行初投资比较,取北京地区取费标准,主要是设备本身的价格。在冷机方面,对浙江联丰集团的溴化锂吸收式冷热水机组价格比较;在泵选择方面,对上海凯泉定速水泵价格进行比较分析;在全程水处理器选型方面,对被膜加药罐进行价格比较分析;在冷却塔选择上,对良机集团的圆形低噪音型冷却塔进行比较。比较结果见表 1。

表 1 机房主要设备投资比较表

机房主要设备	直燃机组 /万元	冷却循环泵 /万元	冷冻循环泵 /万元	冷却塔 /万元	全程处理器 /万元	变频定压泵 /万元
实际初投资	448.3	9.69	8.37	88.2	9.1	0.23
模拟初投资	303.1	6.3	5.7	41.5	9.1	0.16
比较差值	145.2	3.39	2.67	46.7	0	0.07

通过模拟结果可以看出,可以满足某大厦制冷与制热。机房机组选型较大,影响了末端设备的型号选型较大以及机房设备的初投资。由于基础设备费的增加,大大影响了在直接费用中的人工费用和其它费用的增加,导致直接费用的提高。直接费用也影响了其它直接费、临时设施费、现场经费、企业管理费、利润与税金的大大提高。导致某大厦制冷工程系统初投资费用的直接增大。

3.2 制冷机房主要设备运行模拟与实际比较分析

建筑物的空调负荷是变化的,冷源所需提供的冷热量在大多数时间都小于最大负荷的 80%。冷(热)水机组在部分负荷下工作的效率一般要小于满负荷运行,所以,在选择冷源方案时,要重视其部分负荷性能。很多厂家提供了产品的部分负荷性能曲线,可作为选择时的参考。另一方面,在部分负荷时,环境状况往往对冷源的工作有利。比如,风冷热泵冷热水机组在夏季的夜晚工作时,

由于空气温度比白天低,其性能要好于白天。不同的机组型式受环境状况的影响不一样。比如,水冷式冷水机组主要受空气湿球温度的影响,而风冷机组主要受干球温度的影响,一般情况下,昼夜间干球温度的变化更为显著,风冷机组在夜间工作就更为有利。这些变化情况还跟建筑物所在

地区的气候特性有关。所以综合评判一种冷源型式的能耗特性,一方面可结合建筑物的全年负荷状况、机组的变工况特性、所在地区的气象条件,做全年的运行能耗分析(详见表 2);另一方面可以对大量的工程实例的常年运行状况进行总结分析。

表 2 机房主要设备耗能表

机房主要设备	直燃机组		冷却循环泵	冷冻循环泵	冷却塔	全程处理器	变频定压泵	
耗能种类	天然气/ m ³ /h	电/ kW	电/ kW	电/ kW	电/ kW	电/ kW	电/ kW	水/ m ³
实际设备运行量	148	17.3	90	75	22	9.1	22	31
模拟设备运行量	92.3	9	75	55	15	9.1	18	23
比较差值	55.7	8.3	15	20	7	0	4	8
差值占实际比率/ %	37.6	47.0	16.7	26.7	31.8	0	18.1	25.8

通过表 2 分析,机房设备主要耗能为天然气、电及水。其中,电耗量与燃气量消耗较大,并随天气及各项冷负荷变化而变化,补水量每天基本不变,所占比重较小。通过对各项机房设备耗电量进行分析,水泵耗电占百分比较大,所以应对冷冻水泵、冷却水泵的能耗,定流量系统中水泵在任何负荷下必须连续运行,能耗在实际需要负荷很小的情况下也是非常大的。普遍存在“大流量、小温差”的问题,这对于泵来讲存在巨大的浪费。变流量系统在负荷变化时可以调节水量,减少了水泵的能耗,但同时应防止水量小于所需水量的额定值,冷水温度过低出现喘振。

空调泵系统存在设计电功率容量偏大,运行耗电量较高的问题,而泵的电耗在空调供热系统能耗中占的比重也较大,设计泵电功率容量大,要求增大发电容量,增大峰谷差;运行耗电量大,意味着发电煤耗的增大和污染物排放量的增大。容量增大使初投资加大,运行电耗增大使耗电费增

多,两者都提高了空调供热运行成本,加大了热(冷)费用和用户的负担。为此,必须了解空调供热泵容量和能耗增大的原因,探讨泵节能的方法,并从设计、运行和设备上提出改进的措施。

现在许多设计中,设计师选择水泵是按设计值查找水泵样本的铭牌参数确定,而不是按水泵的特性曲线选定水泵型号;未对每个水环路进行水力平衡计算,对压差相差悬殊的回路也未采取有效措施。因此水力、热力失调现象严重。设计人员应重视水系统设计,积极推广变频调速水泵,冬、夏两用双速水泵等节能措施。

高层建筑供冷系统一般规模较大,能耗很大,但节能潜力也很大,一个节能的制冷系统,不仅要求选择的设备性能和台数能与空调系统负荷的变化相适应,而且要求在运行中整个系统在各种负荷下能够保持能耗最小。

实际机房主要设备运行费用和模拟机房主要设备运行费用如图 8 和图 9 所示。

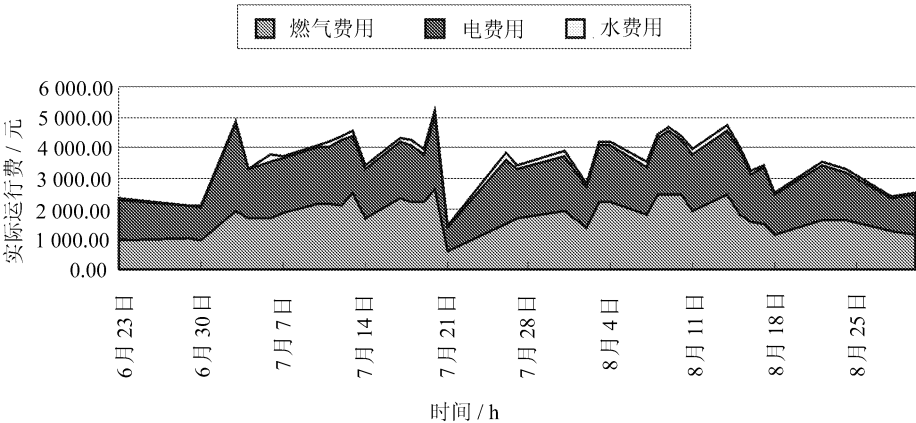


图 8 实际机房主要设备运行费用

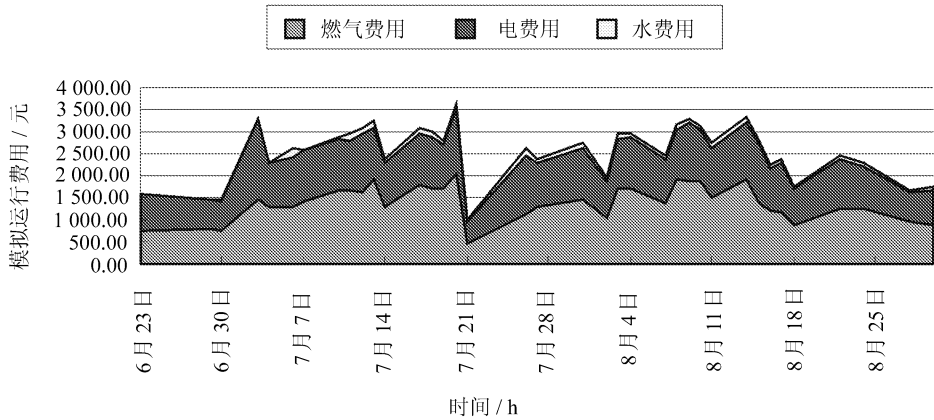


图9 模拟机房主要设备运行费用

在通过机房主要设备模拟与实际分析比较可知,模拟耗电量占实际耗电量 76.9 %,模拟耗燃气量占实际耗燃气量的 62.4 %,模拟耗水量占实际耗水量 74.2 %。可以得出模拟主要设备运行费用,模拟出的设备费用为实际运行费用的 70 % 左右。

4 结 论

现运行设备在初投资与运行费用上远远大于大厦的需要。与大多空调设计相同,设备选型较大,运行不合理,造成了严重的浪费。

实际的空调系统是运行在各种可能出现的气候条件和室内使用方式下。其大部分时间都不是运行在极端冷或极端热的设计工况,而是介于二者之间的部分负荷工况下,这些可能出现的部分负荷工况情况多样,特点各不相同,往往在实际运行中出现问题,或难于满足环境控制要求,或出现不合理的冷热抵消,导致能耗增加。通过对全年的逐时动态模拟,就会了解实际运行中可能出现的各种工况和各种问题,从而在系统、结构及控制方案中采取有效措施。通过这样的动态模拟,还

可以预测不同系统设计导致的全年空调能耗,从而对系统方案和设备配置进行优化。

随着人们对建筑环境质量要求的不断提高和对建筑节能的日益重视,建筑模拟也越来越成为建筑与建筑环境控制系统的设计、评价、分析工作中必不可少的重要工具之一。

参考文献:

- [1] 江 亿,洪天真. 建筑热过程的随机分析[J]. 清华大学学报,1994,34(5):93-98.
- [2] 洪天真,江 亿. 状态空间建筑热模型的降维[J]. 暖通空调,1995,(1):34-35.
- [3] Camejo P J, Hittle D C. An expert system for the design of heating, ventilating and air-conditioning systems[J]. ASHRAE Transaction,1989,95(1):379-386.
- [4] 陈国义. 中国建筑节能标准编制与实施[J]. 墙材革新,2004,(1):5-7.
- [5] 旅游宾馆建筑热工与空气调节节能设计标准(GB50189-93),中华人民共和国建设部发布,中国建筑工业出版社,1996.