



重庆市办公建筑空调工程设计能效比统计分析*

重庆大学 重庆科技学院 余晓平[☆]

重庆大学 付祥钊 杨李宁 肖益民

摘要 提出了空调工程及其子系统设计能效比的计算方法,在对重庆市办公类公共建筑 36 个空调工程的设计情况进行调查统计的基础上,计算了冬、夏工况下空调工程的冷热源系统、水系统、风系统的设计能效比。分析了空调工程冷热源系统、水系统、风系统的设计能效比出现最大值、最小值的原因,探讨了设计能效比的平均值、偏差情况及提高设计能效比的途径。

关键词 办公建筑 集中空调 设计能效比 统计

Statistical analysis of design energy efficiency ratio of central air conditioning system in office buildings in Chongqing

By Yu Xiaoping[★], Fu Xiangzhao, Yang Lining and Xiao Yimin

Abstract Presents the calculation method of design energy efficiency ratio (DEER) for air conditioning system and its subsystems. Based on the investigation of thirty-six air conditioned office and similar duty buildings in Chongqing, calculates the values of DEERs for the air conditioning system in summer and winter, including the DEERs for the whole project, the cold and heat source system, the water system and the air system. Analyses the reasons for the maximum and minimum values existed in the four DEERs. Discusses mean value and deviation of the DEERs and the approach to increase the DEERs.

Keywords office building, central air conditioning, DEER, statistics

★ Chongqing University, Chongqing, China

①

0 引言

目前,我国公共建筑单位面积能耗是居住建筑的 10~20 倍^[1]。在大型公共建筑的全年能耗中,大约 50%~60% 消耗于空调制冷与供暖系统,20%~30% 用于照明。而在空调制冷这部分能耗中,大约 40%~50% 为外围护结构传热能耗,30%~40% 为新风处理能耗,25%~30% 为空气和水输配系统能耗^[2]。

政府对建筑节能工作特别是办公建筑节能工作日益重视。研究办公建筑集中空调工程设计能

效比的现状,掌握空调工程及其子系统的设计能效水平,分析空调系统的能源系统设计能效,对推动办公建筑的节能管理与节能设计意义重大。为此,本文对重庆市(包括重庆气候区内)2000 年以来设计完成的办公类建筑 36 个空调工程进行分析。

1 空调工程及其子系统设计能效比的确定

集中空调系统由冷热源系统(冷热量制备)、水

①☆ 余晓平,女,1973 年 7 月生,在读博士研究生,讲师
400023 重庆市江北区五红路金科花园金碧苑 7A-5-3 重
庆大学三峡库区生态环境教育部重点实验室
(023) 60837724
E-mail: xiaoyup@163.com
收稿日期:2007-01-15

* EF (Energy Foundation) 基金资助项目(编号:
G-0609-08536)

系统(以水为介质进行冷热量输配)、风系统(以空气为介质进行冷热量输配)等子系统组成,空调工程设计能效比主要由这 3 个子系统的能效比确定。本文定义:

$$D_{AC} = \frac{Q}{P_{AC}}, D_{CHS} = \frac{Q}{P_{CHS}}, D_{WS} = \frac{Q}{P_{WS}}, D_{AS} = \frac{Q}{P_{AS}} \quad (1)$$

式中 D_{AC} 为空调工程设计能效比, kW/kW; Q 为空调工程设计总冷(热)负荷, kW; P_{AC} 为空调工程所有耗能设备的总耗电功率, kW; D_{CHS} 为冷热源系统设计能效比, kW/kW; P_{CHS} 为冷热源系统耗电功率总和, 包括冷热源主机设备和各种辅机设备的耗电功率, 即包括为制备冷热量而消耗的所有电功率, kW; D_{WS} 为水系统设计能效比, kW/kW; P_{WS} 为水系统耗电功率总和, kW; D_{AS} 为风系统设计能效比, kW/kW; P_{AS} 为风系统耗电功率总和, kW。

P_{AC} 按下式计算:

$$P_{AC} = P_{CHS} + P_{WS} + P_{AS} \quad (2)$$

所以, 空调工程设计能效比与各子系统设计能效比存在如下关系:

$$D_{AC} = \frac{1}{\frac{1}{D_{CHS}} + \frac{1}{D_{WS}} + \frac{1}{D_{AS}}} \quad (3)$$

空调工程的主要输入能源形式为电能, 也包含

部分热能。为确定比较基准, 将冷热源系统单位时间消耗的热能折算成相当的电功率。根据文献[3]提供的各种燃料和电能的一次能值, 计算出各种燃料的折算系数 U 值, 见表 1。

表 1 各种燃料的折算系数 U 值

	燃料油	柴油	液化石油气	天然气
折算成电功率/kW	3.57	3.64	4.29	3.33

注: 折算系数 U 为单位时间燃料量 (kg/h, m³/h) 的一次能值除以 1 kWh 电能的一次能值。

2 被调查办公类建筑空调工程概况

根据建筑规模将建筑项目划分为大型建筑和一般建筑, 建筑面积大于 20 000 m² 的为大型建筑, 在 36 个办公类建筑中有 22 个。基于部分工程项目为综合性商业建筑, 或由于有多个业主, 采用了两个或两个以上独立的集中空调系统或者一个集中空调系统加局部空调的方式, 亦或大楼的部分区域没有统一进行集中空调系统设计, 因而按设计冷负荷大小将空调系统划分为大、中、小型系统。按单位建筑面积的冷负荷指标 150 W/m² 计算, 设计总冷负荷大于 3 000 kW 的为大型系统, 相当于建筑面积大于 20 000 m²; 设计总冷负荷介于 1 000~3 000 kW 之间的为中型系统; 设计总冷负荷小于 1 000 kW 的为小型系统。按设计冷负荷从大到小排序, 不同冷热源系统个数及所占的比例见表 2。

表 2 办公类建筑不同冷热源形式项目个数统计

	空气源热泵冷热水机组	水冷式冷水机组+锅炉	变频多联机	直燃式溴化锂吸收式冷热水机组	其他	合计
大型系统	4	3	2	4	1	14
中型系统	5	5	1	3	0	14
小型系统	1	3	4	0	0	8
项目个数	10	11	7	7	1	36
所占比例/%	28	30.8	19.2	19.2	2.8	100

由表 1 可见, 大型、中型空调系统各 14 个, 小型系统 8 个。其中, 只有 29 个系统同时设计了冬夏空调, 7 个系统没有设计冬季空调工况。从冷源驱动方式看, 以电动制冷为主, 共 29 个系统, 占 80.8%; 热力式制冷占 19.2%。对于冬夏都要求空调的建筑, 采用冷热同源机组有利于节省初投资和设备占地空间。空气源热泵冷热水机组和直燃式溴化锂冷热水机组属于这类设备, 在 36 个系统中有 17 个, 所占比例为 47.2%。变频多联机及其他带独立冷源的风柜或直接蒸发式冷却系统共 8 个, 主要用于小型建筑, 或改建、扩建及运行时间要

求比较灵活的建筑, 占统计样本的 22%。在其他类中, 本次调查到的只有一个项目, 即带独立冷源的风柜, 主要用于扩建或改建工程, 样本数少, 所以不纳入分类比较。

3 办公类建筑空调工程设计能效比计算结果

根据上述方法, 计算出办公类建筑 36 个空调工程及其子系统的夏季和冬季工况设计能效比及子系统设计能效比, 结果见图 1, 2。

图 1 为不同设计冷热负荷下空调系统的设计能效比的分布情况, 图 1 表明空调系统设计能效比与系统规模大小相关性较弱。图 2 为不同冷热源

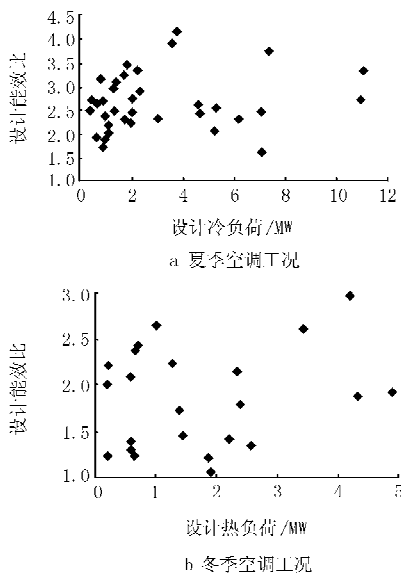


图1 办公建筑不同设计冷热负荷的空调系统设计能效比分布

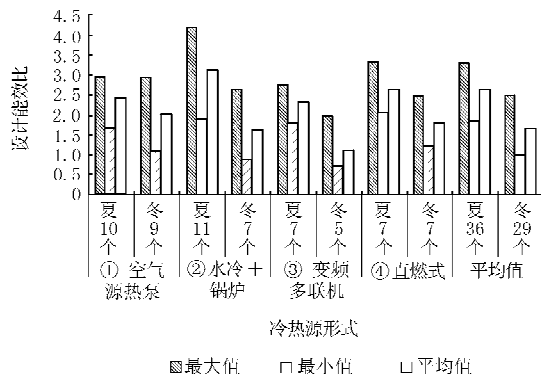


图2 办公建筑不同冷热源空调工程设计能效比分布

情况下空调工程的能效比分布,从图2可见,夏季

表3 办公类建筑空调工程冬、夏季不同冷热源系统设计能效比

空调工况	① 空气源热泵冷热水机组		② 电动水冷式冷水机组+燃气或电热水锅炉		③ 变频多联机空调系统		④ 直燃式溴化锂吸收式冷热水机组	
	夏季	冬季	夏季	冬季	夏季	冬季	夏季	冬季
最大值	3.6	3.4	5.3	3.3	3.3	2.1	4.4	3.6
最小值	1.8	1.2	2.3	0.9	1.9	0.7	2.2	1.3
平均值	2.8	2.5	4.0	2.1	2.5	1.2	3.3	2.3
变化幅度	1.8	2.2	3.0	2.4	1.4	1.4	2.2	2.3

夏季 D_{CHS} 最大值、最小值和平均值从大到小的顺序分别为:②-④-①-③,②-④-③-①,②-④-①-③。夏季的 D_{CHS} 最大值为 5.3,对应的空调系统夏季设计总冷负荷为 11 087 kW,采用 4 台离心式冷水机组,单机额定供冷量为 2 285 kW,制冷系数 5.35。冷热源系统设计能效比夏季的最小值为 1.8,对应的空调系统采用 5 台空气源热泵冷热水机组,单机平均供冷工况的 COP 仅为 1.8,远低于

D_{AC} 最大值、最小值和平均值从大到小的顺序分别为:②-④-①-③,④-②-③-①,②-④-①-③;冬季 D_{AC} 最大值、最小值和平均值从大到小的顺序分别为:①-②-④-③,④-①-②-③,①-④-②-③。36 个空调系统夏季 D_{AC} 最高为 4.2,最低为 1.6,总平均为 2.6;冬季 D_{AC} 最高为 3.0,最低为 0.7,总平均为 1.6。

不同冷热源的 D_{AC} 差异显著,相同冷热源形式的空调系统其 D_{AC} 最大值、平均值和最小值偏差也较大。从平均值看,夏季空调采用水冷式冷水机组的 D_{AC} 最高,为 3.1,而变频多联机 D_{AC} 最低,为 2.3,直燃式溴化锂吸收式冷水机组与空气源热泵的 D_{AC} 介于中间,分别为 2.6 和 2.4;冬季空调采用空气源热泵 D_{AC} 最高,为 2.0,而采用变频多联机 D_{AC} 最低,为 1.1,直燃式溴化锂吸收式冷水机组与热水锅炉的 D_{AC} 介于中间,分别为 1.6 和 1.8。

4 设计能效比统计分析

冬夏工况 D_{AC} 变化范围都较大,并且相同冷热源的系统 D_{AC} 的差异也很显著,故有必要按不同冷热源形式分别对冬、夏季设计工况各子系统参数作具体分析。根据 D_{AC} 的定义,其值等于各子系统能效比的倒数之和的倒数,因而子系统能效比中数值较小者对总能效比影响较大。

4.1 冷热源系统设计能效比分析

在 3 个子系统中,冷热源系统的能效比 D_{CHS} 对空调工程设计能效比影响最大。按冷热源形式,统计重庆市办公类建筑空调工程冷热源系统设计能效比,见表 3。

标准^[2]要求的限值 2.6。采用电动水冷式冷水机组的 D_{CHS} 变化幅度达到 3.0,与平均值的偏差率达到了 37.5%。

冬季 D_{CHS} 最大值、最小值和平均值从大到小的顺序分别为:④-①-②-③,④-①-②-③,①-④-②-③,与冬季 D_{AC} 排序略有不同。冬季空调采用空气源热泵的能效比最高,而采用变频多联机的系统能效比最低,直燃式溴化锂吸收式冷水机组与热

水锅炉能效比介于中间。冬季的 D_{CHS} 最大值为 3.6, 对应的工程空调热源为燃气式直燃机热水机组, 机组额定负荷与设计热负荷接近, 因而空调热源设计能效比较大。冬季 D_{CHS} 的最小值为 0.7, 对应的系统冷热源采用变频多联机, 冬季空调热源设计能效比为 0.73。本次调查中有 3 个系统冬季采用了电热锅炉或电热水器, 直接利用电能作为冬季空调的热源, 这不符合节能标准^[2]的规定。

D_{CHS} 平均值与《公共建筑节能设计标准》(GB 50189—2005) 中规定的同类设备的能效比限值基本一致, 在节能标准规定性能的下限, 表明提高设

备性能系数还有较大空间。

4.2 水系统设计能效比分析

空调水系统是空调冷热媒的输配系统, 是间接冷却或加热系统中连接冷热源与空气处理设备的重要环节, 计算能耗主要为空调冷水泵的输入功率。变频多联机等直接蒸发式冷却系统没有空调水系统。所调查的水系统形式基本上都是闭式机械循环一次泵双管系统。按平均值排序, 同一系统夏季 D_{WS} 比冬季高, 如表 4 所示, 空气源热泵冷热水机组的 D_{WS} 最高, 电动水冷式冷水机组+燃气或电热水锅炉的 D_{WS} 最低。

表 4 办公类建筑空调工程冬、夏季不同水系统设计能效比 D_{WS}

空调工况	空气源热泵冷热水机组		电动水冷式冷水机组+燃气 或电热水锅炉		变频多联机空调系统		直燃式溴化锂吸收式 冷热水机组	
	夏季	冬季	夏季	冬季	夏季	冬季	夏季	冬季
最大值	186.9	114.1	57.9	37.9			49.6	100.0
最小值	18.9	17.9	17.2	10.8			24.1	12.6
平均值	56.9	41.1	29.5	20.5			37.6	35.4
变化幅度	168.0	94.2	40.7	27.1			25.5	87.4

夏季 D_{WS} 最大值为 186.9, 对应的系统主机为空气源热泵 4 台(其中 2 台为单冷), 空调冷水泵 4 台, 设计为二用二备, 每台输入功率 5.5 kW。而按 1 台主机配 1 台水泵的原则, 夏季应为 4 台水泵联合运行, 则 D_{WS} 为 93.47。夏季 D_{WS} 最小值为 17.2, 对应的系统夏季设计冷负荷 1 325 kW, 采用螺杆式冷水机组 2 台, 冷水泵 3 台, 两用一备。

冬季 D_{WS} 最大值为 114.1, 系统空调热源为 4 台空气源热泵, 采用空气-水的半集中空调方式, 冷水双管闭式机械循环, 6 台水泵并联, 总输入功率 111 kW, 冬季设计热负荷为 4 220 kW, 设计中没有注明冬季水泵设计运行情况, 若按 2 台运行确保单台设备的能效, 则水系统的设计能效比最高, 若按 4 台运行, 则水系统的设计能效比为 56.7。冬

季 D_{WS} 最小值为 10.8, 对应的工程设计热负荷为 600 kW, 选用 1 台燃气热水锅炉, 额定供热量 930 kW, 配 2 台循环水泵, 冬季按一用一备考虑, 装机容量过大, 导致水系统大管径小流量, 输送热量的能效比低。能达到标准^[2]规定的水输送系数 41.5 的项目只有 5 个, 其中空气源热泵机组 4 个, 电动水冷机组 1 台。可见, 提高水系统输送能效比的潜力很大。

4.3 风系统设计能效比分析

除 8 个采用直接蒸发冷却的系统外, 28 个采用冷热水机组的空调风系统中, 其中 2 个为全空气系统, 其余则为根据空调分区采用空调箱集中送风或空气-水的风机盘管半集中送风方式。不同空调工程风系统设计能效比见表 5。

表 5 办公类建筑空调工程冬、夏季不同风系统设计能效比 D_{AS}

空调工况	空气源热泵冷热水机组		电动水冷式冷水机组+燃气 或电热水锅炉		变频多联机空调系统		直燃式溴化锂吸收式 冷热水机组	
	夏季	冬季	夏季	冬季	夏季	冬季	夏季	冬季
最大值	58.3	27.0	299.5(52.4)	149.8(31.1)	59.5	27.9	67.6	40.5
最小值	15.4	9.5	11.9	4.6	15.1	4.5	11.2	3.8
平均值	36.4	19.0	57.2(33.0)	38.0(19.4)	34.5	16.2	29.5	16.9
变化幅度	42.9	17.5	287.6(40.5)	145.2(26.5)	44.4	23.4	56.4	36.7

夏季 D_{AS} 最大值为 299.5, 冬季最大值为 149.8, 都出现在某危房改建工程综合楼(信用合作社)。该工程冷热源为 1 台水冷螺杆冷水机组+电热水锅炉, 末端设备为风机盘管+新风系统, 设计冷负荷 790 kW。由于设计资料不详, 只按 22 台风

机盘管考虑风系统输入功率, 因而计算结果偏差太大, 需要补充资料分析。剔除该样本后(见表中括号内数据), D_{AS} 夏季总平均 33.4, 冬季总平均 17.9, 与冷热源形式相关性不强, 不同类型的空调箱及其风机盘管配置方式对 D_{AS} 影响较大。

4.4 空调工程设计能效比影响因素分析

见表 6。

各子系统能效比变化对总能效比的影响情况

当风系统和水系统不变时,如果冷热源设计能

表 6 不同冷热源空调工程子系统能效比各提高 10% 对空调工程设计能效比的影响率 %

	空气源热泵 冷热水机组		电动水冷式冷水机组+ 燃气或电热水锅炉		变频多联机 空调系统		直燃式溴化锂吸收 式冷热水机组	
	夏季	冬季	夏季	冬季	夏季	冬季	夏季	冬季
冷热源系统能效比	8.72	8.20	7.75	8.23	9.27	9.17	7.57	7.56
水系统能效比	0.50	0.58	1.08	0.81			0.71	0.58
风系统能效比	0.58	0.95	0.84	0.68	0.61	0.69	1.37	1.51

效比提高 10%,则空调工程设计能效比平均提高 8.3%。水系统和风系统的能效比变化对空调工程设计能效比的影响程度接近,其值变化 10%引起总能效比变化率不到 1%。按照公共建筑节能 50%的节能率分担,空调供暖部分为 16%~20%。计算表明,提高空调系统设计能效比,重点要提高冷热源系统的设计能效比^[3]。

5 结论

本文调查的工程主要是在 2005 年《公共建筑节能设计标准》颁布实施之前设计的。分析表明,重庆市现有办公建筑的空调系统设计能效比平均水平较低,夏季 D_{AC} 平均为 2.6,冬季 D_{AC} 平均为 1.6。设计者应严格按照节能设计标准规定,积极选用性能优良的冷热源主机及流体输配设备,优化系统设计,提高空调工程整体设计水平。

5.1 水冷机组比风冷机组 COP 高,适合大、中型建筑;空气源热泵与水冷冷水机组相比,由于其具备冷热同源功能,可节约建筑设备占地面积,尤其是机组的供冷、供热量和该地区建筑空调夏、冬冷热负荷特性较匹配,冬季工况设计能效比较高,适合中、小型建筑。从安装、使用灵活性考虑,变频多联机在日间使用的中、小型办公建筑及扩建或改建的工程中较为合适。

5.2 水系统设计能效比主要取决于水泵的配置,按一台主机配一台水泵的原则,设备性能必须与管

路性能相匹配,确保运行工况在高效、稳定区域。选用高性能、与主机容量匹配的水泵对提高水系统的设计能效比尤其重要。

5.3 风系统能效比与空调箱的配置、新风引入方式及风机盘管性能密切相关。因而空调设备内置风机的性能必须与空调负荷相适应,避免大风量小温差的空气分布系统,风机单位风量耗功率应符合节能标准的规定。

6 致谢

本文采用的调查数据是在重庆市建筑技术发展中心的组织和大力支持下获得的,并得到艾为学总工、周强总工、王为民总工、吴敏总工、陈泽嘉总工和刘宪英教授、王勇博士、陈金华老师等的大力帮助;重庆大学闵晓丹、魏明华、刘刚、刘希臣等研究生做了大量的资料统计与计算工作,在此表示衷心感谢。

参考文献:

- [1] 涂逢祥. 建筑节能怎样为单位 GDP 能耗降低 20% 做贡献[M]//建筑节能(46). 北京:中国建筑工业出版社,2006
- [2] 中国建筑科学研究院,中国建筑业协会建筑节能专业委员会. GB 50189—2005 公共建筑节能设计标准[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2005
- [3] 涂逢祥. 建筑冷热源节能是建筑节能的重要组成部分[M]//建筑节能(46). 北京:中国建筑工业出版社,2006
- [4] 朱世平,郑心. 快速除霜空调器:中国,99228217.9 [P]. 2000-05-03
- [5] 柴沁虎,马国远,江亿,等. 带经济器的涡旋压缩机制冷循环热力学分析[J]. 清华大学学报,2003,43(10):28-37
- [6] Nomura H. Heat pump with thermal storage-heat pumps solving energy and environmental challenges [C]// Proceedings of the 3rd IEA Heat Pump Conference, Tokyo,1990
- [5] Mei V C, Domotovic R E, Chen F C, et al. A frostless heat pump[G]// ASHRAE Trans, 2002, 108(2): 452-459
- [6] Hasegawa H. Development of two-stage compression and cascade heating heat pump system for hot water supply[G]// ASHRAE Trans, 1996, 102(11): 248-254
- [7] Mei V C, Chen F C, Chen T D. Experimental study of liquid overfeeding window air conditioner[G]// ASHRAE Trans, 1996, 102(1): 63-67

(上接第 65 页)