

某商厦空调节能改造案例

上海建科建筑节能技术有限公司 杜佳军[☆]

摘要 在既有建筑空调系统改造中,暖通工程师应更多地满足建筑节能的特殊要求。结合某商厦空调节能改造案例,介绍了改造项目的调研、检测、分析、设计、实施、节能量验证等关键环节,分析了改造项目的节能效果,总结了既有建筑空调改造工程设计与新建建筑空调系统设计的不同。

关键词 既有建筑 节能改造 合同能源管理 工程实施 节能效果

Air-conditioning system energy efficient retrofitting of a commercial building

By Du Jiajun[★]

Abstract In the energy efficient retrofitting of existing buildings, the HVAC engineers should meet more special demands for energy saving. With an air-conditioning system retrofitting project, describes the project from research, testing, analysis, design, implementation, verification of energy saving and other key aspects, analyses the energy-saving effect, and summarizes the differences of air conditioning system design between retrofitting projects of existing buildings and newly-built buildings.

Keywords existing building, energy efficient retrofit, contracting energy management, project implementation, energy-saving effect

★ Shanghai Jianke Building Energy Service Co., Ltd., Shanghai, China

①

0 引言

上世纪 90 年代建造的公共建筑,其集中空调设备陆续老化,鉴于 20 年前的技术水平和长期的运行磨损,导致效率低下、故障频发。如何在设备更新改造中加入节能元素,是暖通工程师必须考虑的问题,也是商家必争的一块大蛋糕。本文以某商厦的集中空调节能改造项目为例,解析了空调节能改造项目与新建空调系统项目的不同之处。

1 项目概况

某商厦位于上海市中心城区,建成于 1995 年,总建筑面积 1.5 万 m²,地上 8 层,地下 1 层。该商厦主要经营高端艺术品,因经营有方,多年来一直保持满租状态,连地下室空调机房旁边的空间都装修成专卖店租出去了。

由于该商厦的功能特点,双休日及节假日客流量较大,工作日的下班前后顾客也比较多,而其他时段客流量相对较小,所以空调负荷在日内和日间都有很大的变化。

改造前商厦的集中空调为一级泵系统,冷源由

位于地下室的 2 台活塞式水冷冷水机组和位于屋顶的 2 台活塞式空气源热泵提供,热源则完全由屋顶的 2 台热泵提供(见图 1~4)。系统设备参数如表 1 所示。1~4 层的末端为全空气系统,局部为风机盘管,5~8 层的末端为风机盘管加新风系统。



图 1 活塞式冷水机组

根据业主提供的数据,2010 年该建筑逐月能耗状况如表 2 所示。

①[☆] 杜佳军,男,1967 年 6 月生,大学,工程硕士,高级工程师,副总经理,总工程师

200032 上海市徐汇区宛平南路 75 号建科大厦 4 楼
(021) 64386222

E-mail:dujiajun888@126.com

收稿日期:2013-07-28

修回日期:2013-09-09



图2 空气源热泵



图3 一级泵



图4 空调箱

表1 原空调系统主要设备及参数

设备名称	数量/台	铭牌参数	备注
冷水机组(活塞式)	2	单台供冷量 792.8 kW;单台功率 200.5 kW	两用无备
热泵机组(活塞式)	2	单台供冷(热)量 335(349)kW;单台功率 107(103)kW	两用无备
一级泵(卧式)	4	单台功率 30 kW;流量 200 m³/h;扬程 32 m	无变频
一级泵(卧式)	1	单台功率 15 kW;流量 100 m³/h;扬程 32 m	无变频
冷却水泵(卧式)	2	单台功率 37 kW;流量 270 m³/h;扬程 36 m	无变频
冷却塔(开式)	2	单台功率 7.5 kW;流量 250 m³/h	无变频

表2 商厦2010年逐月用电量统计 kW·h

	大厦总用电	A分表	B分表
1月	160 260	0	64 800
2月	115 620	0	40 640
3月	108 540	0	10 920
4月	93 600	0	8 480
5月	111 150	0	27 840
6月	149 400	62 100	56 160
7月	213 450	63 900	46 400
8月	250 620	105 300	32 160
9月	201 930	23 100	74 240
10月	101 460	600	19 360
11月	90 390	0	13 600
12月	114 360	0	26 080
合计	1 710 780	255 000	420 680

注:A分表测试范围为冷水机组、一级泵(共3台)、冷却水泵、冷却塔;B分表测试范围为空气源热泵机组、一级泵(共2台)。

2010年商厦总用电为171.1万kW·h,其中冷水机组、一级泵(3台)、冷却水泵和冷却塔共用电25.5万kW·h,热泵机组和一级泵(2台)共用电约42.1万kW·h。全年空调冷热源总用电量(不含末端)为67.6万kW·h,其中夏季空调用电51.1万kW·h,冬季供暖用电16.5万kW·h。改造前夏季空调冷源逐月用电基准量如表3所示。

表3 改造前的空调冷源用电基准量 kW·h

5月	6月	7月	8月	9月	10月	合计
27 840	118 260	110 300	137 460	97 340	19 960	511 160

节能服务公司与商厦物业事先设定本次节能改造采用节能量分享型合同能源管理模式,由节能服务公司投资改造工程费用,并从节能收益中收回投资。

2 分析与方案设计

2.1 深入调研与检测

在节能公司与业主签署节能改造意向书之后,节能公司派出项目组开展了深入调研和必要的检测工作。绘制系统示意图是首要工作,由于商厦历年中经过几次大的建筑功能调整和设备更新改造,每次改造均是局部实施,因而没有整体的系统图更新,为了摸清系统的真实情况,绘制现状系统图是必要的。在业主工程部的配合下,经过约1周的摸排,绘制出了现状系统示意图(如图5所示),为下一步的系统分析提供了重要信息。

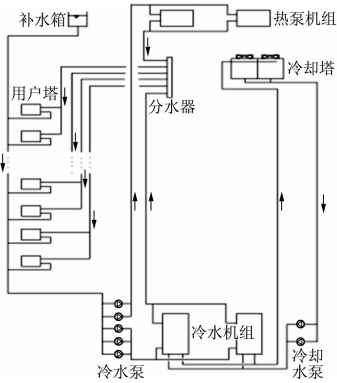


图5 原空调系统示意图

通过与业主工程部操作人员的深入交流,还了解到以下重要信息:

- 1) 6—9月中旬运行活塞式冷水机组,平均每天运行10h,共计1070h,最高温当天运行10个压缩机头(占机头总数70%),即峰值供冷量为1100kW,一般情况运行7个压缩机头(790kW)。
- 2) 5月,9月中旬至10月的过渡季节空调制冷运行使用空气源热泵机组,平均每天运行5h,

共计 385 h,热泵机组 2 台同时运行。

3) 11 月至次年 4 月为空调供暖运行,使用空气源热泵机组,每天运行 5~10 h,2 台机组交替或同时运行。

4) 供冷机组出水温度设定值为 10 ℃,供热机组出水温度设定值为 44 ℃。

5) 供冷时并联运行 2 台 30 kW 一级泵,运行 1 台 37 kW 冷却水泵,2 台冷却塔风机全部开启。供热时运行 1 台 30 kW 加 1 台 15 kW 一级泵。

为了更清楚了解系统的实际状况,项目组做了必要的检测工作,结果如表 4 所示。

表 4 原空调系统现状检测结果

活塞式冷水机组	在测试工况(室外气温 31 ℃,开启 2 台冷水泵和冷却塔,打开全部末端,制冷机冷水出水温度约 12 ℃)下,制冷机的制冷 COP 约为 3.2。据此推算,出水温度降至标准工况 7 ℃时,则机组的制冷 COP 将低于 3.0,而机组铭牌的制冷 COP 为 3.95。说明机组制冷效率有明显降低。另外,制冷机蒸发器水侧的实测阻力约为 0.115 MPa,远大于制冷机设计压降
空气源热泵	在测试工况(室外温度 4.3 ℃,开启 2 台热水循环泵,打开全部末端,热泵机组出水温度为 44 ℃)下,热泵机组 COP 仅为 2.0,而机组铭牌的制热 COP 为 3.39。据此推算,热泵机组的制热效率下降了约 30%
一级泵	2 台一级泵并联运行状况下,测得水泵总的运行效率为 56%,远低于单台水泵的额定效率(79%)。另外,实测水泵的扬程较额定值偏小,而并联总流量也略低。目测水泵有严重的漏水现象
空调水系统	冬季供暖状态下对一次水分水器 4 根分支管路流量测试发现,管路系统存在严重的流量分配不均衡现象。测试当日,1~2 层区域的水流量最大,占总流量的 50%以上,而 3~4 层热水流量不到总流量的 5%。这主要是由于分支管路采用人工手动调节,操作人员凭感觉调整阀门开度所致
末端	通过对部分空调箱出风量的检测发现,实际的出风量不足设计风量的 50%,说明空调箱换热能力也已经严重不足。进一步开箱观察发现,表冷器肋片积灰严重

2.2 分析与改造方案

经过上述的调研和检测,项目组分析认为:1) 空调主机已使用 15 年,并且每 2 年才保养一次,主机效率必定降低,实测活塞式冷水机组制冷效率和空气源热泵制热效率均有明显下降。2) 冷却塔为开式,填料应经常清洗或更换,而该商厦的冷却塔 15 年中仅更换过 2 次填料,目测冷却塔填料污损堵塞严重,冷却塔的换热效率不佳将直接影响冷水机组的制冷效率。3) 水泵已工作了 15 年,有严重漏水现象,估计效率有明显降低;另外,从水泵的铭牌来看,冷水泵扬程为 32 m,而根据经验估计,该商厦空调一次水系统阻力约为 25 m,因此,可能存在水泵扬程与系统管路阻力不匹配的现象,造成水泵效率偏低。4) 末端随着使用功能的变化而多次

调整,但每次调整都是局部的,由于缺乏整体性,造成各楼层的管路阻力发生较大变化,影响了整个空调输配系统流量的分配,阻力小的支路流量过大,阻力大的支路流量过小,从而出现冷热不均的现象。在这种情况下,操作人员一般通过增加水泵台数的办法解决,但同时能耗也相应增加了很多。

根据上述分析,同时考虑到该楼的冬季供暖能耗较小,虽然改造热泵部分也有节能空间,但更换空气源热泵的投资回收期较长,不适合做合同能源管理项目,因而本次改造未考虑更换空气源热泵。另外,根据业主要求,为了不影响营业,末端的改造将在未来装修改造时完成。据此,项目组编制的改造方案如表 5 所示,图 6 为空调系统改造示意图。

表 5 集中空调系统机房改造方案

设备名称	改造前性能参数	改造后性能参数	改造数量
水冷冷水机组	活塞式压缩机; 单台供冷量 792.8 kW;单台功率 200.5 kW;制冷剂 R22	螺杆式压缩机 单台供冷量 1 210 kW;单台功率 224 kW;制冷剂 HFC-134a;20%~100%负载无极调节	1 台
一级水泵	单台功率 30 kW;流量 200 m³/h;扬程 32 m	单台功率 30 kW;流量 230 m³/h;扬程 29 m	1 台
冷却水泵	单台功率 37 kW;流量 270 m³/h;扬程 36 m	单台功率 37 kW;流量 280 m³/h;扬程 28 m	1 台
冷却塔	设计总循环水量 500 m³/h;风机总功率 2×7.5 kW	设计总循环水量 300 m³/h;风机总功率 2×5.5 kW	1 组

3 工程实施

改造工程与新建工程的最大不同在于必须考虑大型设备安装的可行性。一般新建项目设计中都会为大型设备安装预留吊装孔和运输通道,而在寸土寸金的既有建筑中经营者必然会充分利用所有空间,原来的设备吊装孔早已封闭,以至于找不

到理想的设备运输通道。本项目中必须考虑新的螺杆机组如何进入地下室的空调机房,整机搬运根本无法做到,只能采取将螺杆机组拆解成冷凝器、蒸发器、压缩机 3 个组件分别搬运的办法。即使如此,为了将建筑拆建的损失降到最低,项目组仍须做细致的现场测量和设备运输策划,甚至做了模型

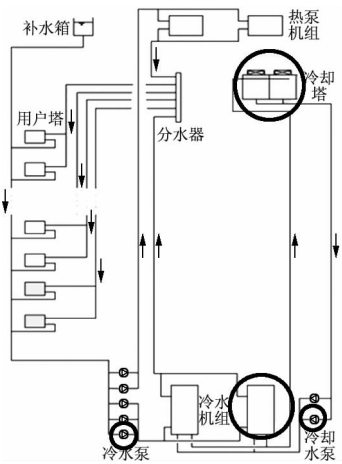


图 6 空调系统改造示意图

试验演习,才能保证将设备组件分别运输到位再组装起来,图 7 为设备运输方案中的路线设计。

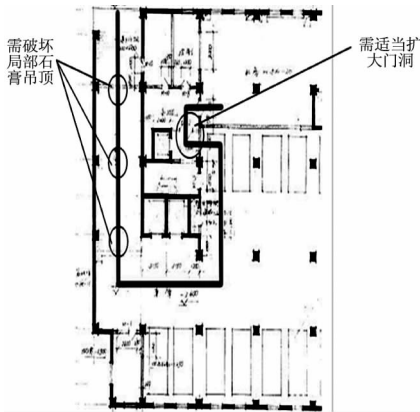


图 7 制冷机散件进场通道示意图

由于该商厦经营高端艺术品,对环境质量要求很高,而且空调机房的隔壁就是商铺,更是提出了静音的要求。为了确保隔壁商铺噪声在 50 dB 以下,必须确保机房内噪声不超过 75 dB,项目组为此专门作了噪声测试和声学分析,再设计制作了螺杆机组隔声罩(见图 8),经测试,安装隔声罩后,机房内的噪声由原来的 90 dB 降到了 75 dB,满足了



图 8 螺杆机组隔声罩

客户提出的要求。

4 节能效果

由于本项目采用合同能源管理的模式,工程费用先由节能公司投资,再从节能效益中回收投资并获得利润,所以项目的节能效果非常重要。在方案设计中必须预测项目的节能效果,而实际的项目节能量还需得到计量验证。本项目节能效果预测是根据历年空调系统实际运行时间和全年平均负荷来计算的,由空调主机和水泵提高效率来实现节能目标,预测一个夏季的节电量为 24 万 kW·h。改造工程完成后的第一个夏季供冷期通过计量验证的节电量为 31 万 kW·h(如表 6 所示),超过了预测的节能效果。

表 6 项目节能效果			kW·h
	改造前基准用电量	改造后实际用电量	项目节电量
5 月	44 740	27 840	16 900
6 月	212 149	118 260	93 889
7 月	156 571	110 300	46 271
8 月	217 302	137 460	79 842
9 月	169 553	97 340	72 213
小计	800 315	491 200	309 115

5 运行策略

空调节能离不开科学的运行管理,空调系统节能设计的意图必须在运行管理中得到体现,系统的节能效果才能发挥到最大。结合商厦实际空调需求,项目组定制了空调运行指导书,主要内容为:1) 建议室外温度高于 28℃时,或室内温度高于 26℃时,或露点温度高于 19℃时开启空凋制冷主机。2) 室外温度 $t_w \leq 33^\circ\text{C}$ 时冷水出水温度设定值设为 11~13℃, $33^\circ\text{C} < t_w \leq 35^\circ\text{C}$ 时设为 9~11℃, $t_w > 35^\circ\text{C}$ 时设为 7~9℃。3) 尽量在平价电时段开主机。4) 冷却水出水温度低于等于 32℃时,建议开启 1 台冷却塔风机;高于 32℃时则开启 2 台。5) 过渡季节充分利用室外新风,在 5 月、10 月当室外气温低于 26℃时,关闭主机,开足新风量通风。6) 末端空调箱、新风机、风机盘管的滤网应至少 2~3 月清洗一次。

6 小结和思考

既有建筑空调节能改造工程与新建建筑空调安装工程在设计方面有很大的不同。

1) 新建建筑空调工程设计是根据预定的建筑功能,按照设计规范设计的,在设备选型时还留有一定的余量,而既有建筑空调节能改造设计必须符合

(上接第 23 页)

合实际需求和运行管理模式,且业主或合同能源管理公司会更多地要求较高的设备投资性价比和较低的运行能耗,所以改造项目的设计必须精确计算并结合历史运行参数。

2) 改造工程设计应遵循因地制宜、节能节约的原则,所以原有的设备、管道、电气装置能够保留使用的一般尽量保留,这就要求设计师更多地考虑现有设备设施的“去留”问题以及现场空间的安排问题,使得改造设计要比新建设计难许多。

3) 既有建筑空调改造工程中必须同步设计大型设备的安装运输方案,在运输条件较差的情况下,设备选型中应更多选用模块化或可拆解再组装的大型设备。

参考文献:

- [1] 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
- [2] 中国建筑科学研究院. GB 50736—2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2012