

文章编号: 1671-6612 (2019) 06-654-06

重庆新光天地制热提升改造 ——大型集中商业空调采暖探讨

贺 双

(北京市建筑设计研究院有限公司重庆分公司 重庆 401121)

【摘要】 根据项目制热现状及使用方需求,从需求、设计、施工、运营等多方面分析问题和原因,在并有针对性地提出整改措施。在保证空调制热效果的前提下,所有整改尽可能沿用原有空调系统和设备、缩小施工范围,将工程造价、施工影响降至最低。

【关键词】 大型集中商业; 空调; 制热

中图分类号 TU83 文献标识码 B

Heating Promotion of Xinguangtiandi Chongqing——Discussion on HVAC Heating of Shoppingmall He Shuang

(Beijing Institute of Architectural Design (Group) Co., Ltd, Chongqing, 361004)

【Abstract】 According to the current heating situation of this project, and the demand of user, the problems and reasons are analyzed from the aspects of demand, design, construction and operation, the corresponding improvement measures are put forward. On the premise of guaranteeing the heating effect of air conditioning, all renovations should continue to use the original HVAC system and equipment as far as possible, narrow the scope of construction, and minimize the cost of construction and construction impact.

【Keywords】 Shoppingmall; HVAC; Heating

0 工程背景

重庆新光天地位于重庆渝北区嘉州商圈,项目集结生活、艺术、购物和美食四大元素,并融入重庆在地文化、汇集全球时尚品牌,以清新、华丽的设计呈现城市中的生活城市。项目总建筑面积约35万 m^2 ,营业面积约为25万 m^2 ,整体规划地下5层、地上8层,室内楼层划分三大世界:美丽市场、百货世界、天空之城。

本项目商业部分原设计空调面积约14万 m^2 ,冬季室内设计温度18 $^{\circ}C$,主要业态包含特色百货、餐饮、后勤办公等。热源选用三台2200kW的真空燃气锅炉,采用两管制、一次泵变流量、二次泵系统变流量的空调水系统。二次泵共分为A、B、C、

D、E五个区,其中A、B、C三个区位于大商业一层至七层夹层,各区地上部分连通,为特色百货、餐饮、美丽市场(特色超市),末端均采用定风量全空气系统;D区位于中商业地下一层,均为特色小吃,末端采用吊式空气处理机+新风的方式;E区为A、B、C区对应地下一层,为特色百货、餐饮、美丽市场(特色超市),末端均采用定风量全空气系统。

项目于2017年8月开始营业,夏季制冷效果良好,但在2017年冬季出现制热效果不理想、冷热不均匀不稳定、冷风倒灌等状况。受建设方委托,开展本次制热提升整改工程。

作者(通讯作者)简介:贺双(1988-),男,本科,工程师,从事暖通设计, E-mail: 457116094@qq.com

收稿日期: 2019-01-17

1 制热问题及分析

根据运维人员反馈、多次现场走访测试、图纸复核发现,冬季制热效果不理想、冷热不均匀不稳定、冷风倒灌的主要原因在于以下几个方面:

- (1) 总供热量不足;
- (2) 二次泵热水回流;
- (3) 水系统未经有效调试;
- (4) 调节阀不起作用,系统定流量运行;
- (5) 二次泵各区间水泵“抢水”现象明显;
- (6) 空调水管保温不到位、破损较多;
- (7) 末端空调风系统未经有效调试,风口风量未达到设计值;
- (8) 风管堵、漏现象严重,部分连接风口与主管的软管脱落;
- (9) 部分风口未根据吊顶高度进行有效选型,导致热风无法送至人员活动区;
- (10) D区餐饮油烟补风不足,进排风严重失衡;
- (11) E区地下一层、ABC区一层餐饮油烟补风不足,进排风严重失衡;

很明显,第(1)、(2)、(6)~(9)条是导致该项目制热效果不理想的主要原因,第(3)~(5)条是导致该项目冷热不均匀不稳定的主要原因,第(10)、(11)条是导致该项目冷风倒灌的主要原因。

其中,第(1)(2)条为锅炉装机容量不足、水泵配置与实际工况不一致,类似于心脏疾病;第(3)~(6)条为热水输送系统问题,类似于血脉疾病;第(7)~(9)为空调末端问题,类似于器官疾病;第(10)、(11)条为建筑风平衡问题,类似于呼吸道疾病。接下来,本文将从表至里,针对不同问题提出解决方案,其中心脏问题和建筑风平衡问题为本文重点。

2 解决方案

2.1 呼吸道疾病——建筑风平衡问题

项目现状:

(1) 由于招商完成后,餐饮业态范围比原设计增大很多,二次深化设计单位仅给新增餐饮设置排油烟系统,并未对应设置油烟补风系统。

(2) 业主采购油烟风机定频,长期开启。

(3) D区餐饮排油烟总量约为478000m³/h,油烟补风总量约为51640m³/h,空调新风总量约为

132600m³/h,建筑负压量约为293760m³/h。

(4) A、B、C区餐饮排油烟总量约为829600m³/h,油烟补风总量约为236900m³/h;全空气空调机组送风总量约为6365000m³/h,原设计新风量为总送风量的10%,故新风量为636500m³/h。故,仅考虑排油烟、油烟补风、空调新风情况下,建筑总进风43800m³/h,室内微正压。

根据上述,提出以下解决方案:

(1) 物业管理公司配合,排油烟风机开启时,油烟补风机联动开启;

(2) 物业管理公司配合,不开启空调排风,仅开启卫生间排风;

(3) 物业管理公司配合,按照规范及设计,开启空调新风系统;

(4) 常开出入口增加热风幕,以减缓门口处强烈的冷热温差;

(5) 增大D区吊式空气处理机供热量;

D区总计有96台送风量为5000m³/h的吊式空气处理机,在无负压新风时平均每台吊式空气处理机制热量约9.5kW。经计算,负压新风热负荷约1852kW。故在理想情况下,吊式空调机加热该部分新风后,每台机组制热量约28.8kW,现场吊式空气处理机额定制热量均可达到要求,无需更换末端设备,仅需提供足够热量、保证水系统平衡即可。

2.2 器官疾病——空调末端问题

该类问题主要在于施工不合格、调试不到位、装修设计风口选型不合理,故提出以下解决方案:

(1) 风管破损、软管脱落、阀门损坏、风管堵塞、保温破坏等情况,应予以全面的检查、返修;

(2) 各末端空调风系统应仔细调试,使各风口风量达到设计值;

(3) 尽可能降低送风口高度,净高在4m以上的送风口改为旋流风口或条缝型风口;

(4) 部分空调机组回风口较高(4m以上),需降低其回风口处温感至距地3m左右,加大送热量;

2.3 血脉疾病——热水输送系统问题

水系统管路根据招商和装修调整,管路过于复杂,导致管路阻力过大,且未进行有效调试,致使部分空调机组水量不足。故,在水泵、锅炉改造完成后,应对水系统予以全面检查、调试,必要时根据流量更换调节阀。

2.4 心脏疾病——锅炉及水泵问题

2.4.1 锅炉容量估算

原设计空调面积约 14 万 m²，实际负担空调面积约 16 万 m²，故空调热负荷约为 $\frac{16}{14} \times 6600 = 7542 \text{ kW}$ ；

原室内设计温度为 18℃，现运营方要求为 20℃，冬季室外空调计算温度 2.2℃，故空调热负荷约 $\frac{20-2.2}{18-2.2} \times 7542 = 8497 \text{ kW}$ ；

D 区排油烟风机开启、平时排风机不开、油烟补风机开启、新风机开启的状态下，负压新风量约 293760m³/h，经计算该部分新风热负荷约 1852kW；

考虑其他不可控因素，预留 1.1 富裕系数，故总装机容量应为 (8497+1852)×1.1=11384kW。故，需新增锅炉装机容量约 11384-6600=5084kW。根据现场土建条件，最终经业主及顾问单位确认，选用两台 2.8MW 的真空燃气锅炉。

2.4.2 水泵基础参数分析

(1) 水泵流量总体分析

现场锅炉总装机容量 6600kW，设计温差 15℃，总热水流量 378.4m³/h。扩容后总装机容量 11900kW，按 15℃ 温差计算，总热水流量

682.2m³/h。扩容后总热水流量为现场的 1.81 倍，增加 303.8m³/h。

现场所有二次泵总（含备用泵）水量累加为 773.8m³/h。

(2) 水泵扬程总体分析

由于扩容后热水总流量是现场的 1.89 倍，根据 $P=SQ^2$ ，扩容后管道阻力约为现场的 $1.89^2=3.57$ 倍。

2.4.3 水泵沿用性分析

(1) 一次泵沿用性分析

若温差不变，原设计三台 2200kW 锅炉对应四台（三用一备）一次泵可以沿用；反之，温差改变时，一次泵所需流量、扬程均发生变化，视情况需更换调整。

新增两台 2800kW 锅炉对应三台（两用一备）一次泵为新增水泵。

(2) 二次泵沿用性分析

①二次泵基础数据分析

根据竣工图空调水管，结合前述改造后各区空调负荷，按 15℃ 温差计算各区空调水量、阻力，形成下表 1。

表 1 二次泵铭牌数据与 15℃ 温差改造设计需求参数对比表

Table 1 Comparisons between nameplate data of secondary pump and design requirement parameters of temperature difference renovation at 15℃

水泵编号	服务区域	台数 台	备用情况	铭牌流量	铭牌扬程	改造后负	15℃温差时实	15℃温差时实
				m ³ /h	mH ₂ O	担负荷 kW	际需负担流量 m ³ /h	际所需扬程 mH ₂ O
SAHP-A-01~03	A 区	3	两用一备	55	22	3135	89.9	50.2
SAHP-A-04~06	B 区	3	两用一备	60	21.4	3245	93.0	15.4
SAHP-A-07~09	C 区	3	两用一备	40	17.2	1310	37.6	25.3
SAHP-B-01~02	E 区	2	一用一备	50	18.3	1530	87.7	34.2
SAHP-A-10~12	D 区	3	两用一备	40	17.2	2170	62.2	123.2

由上表可以看出，由于负荷增加，在保证原有 15℃ 供回水温差、水泵备用情况时，原有水泵流量、扬程均远远无法满足工况要求。

由于水泵流量是固定的，扬程是根据流量及管路特性变化的。所以，若保留现场二次泵，可采用加大温差、减小流量的方式。

②二次泵沿用方案——加大温差，有单独备用泵

在保留各分区空调水泵备用的情况不变的前提下，首先要保证的是各分区水量与现有水泵匹配，经计算，此时温差普遍在 23~26℃，仅 C 区温差在 14.1℃。若 C 区水泵由一用一备改为两台互为备用，再保证水流量不变，经计算此时温差为 28.2℃，与其他分区温差基本一致。

综合考虑，将温差设置为 27℃，计算该情况下各区空调水量、阻力，形成下表 2。

表 2 二次泵铭牌数据与 27℃温差改造设计需求参数对比表

Table 2 Comparisons between nameplate data of secondary pump and design requirement parameters of temperature difference renovation at 27℃

水泵编号	服务区域	台数 台	备用情况	铭牌流量	铭牌扬程	改造后负担	27℃温差时实	27℃温差时实际
				m ³ /h	mH ₂ O	负荷 kW	际需负担流量 m ³ /h	所需扬程 mH ₂ O
SAHP-A-01~03	A 区	3	两用一备	55	22	3135	49.9	15.9
SAHP-A-04~06	B 区	3	两用一备	60	21.4	3245	51.7	5.1
SAHP-A-07~09	C 区	3	两用一备	40	17.2	1310	41.7	8.2
SAHP-B-01~02	E 区	2	互为备用	50	18.3	1530	48.7	11.0
SAHP-A-10~12	D 区	3	两用一备	40	17.2	2170	66.9	38.6
PAHP-A-01~04	一次泵	4	三用一备	145	10	6600	70.1	3.1

由上表可以看出，在保证流量的前提下，现有二次泵水泵扬程基本上都远大于实际需求。由于温差较大（27℃），D 区吊式空气处理机制热能力严重下降，可能无法满足加热厨房负压新风负荷。同时，由于温差增大，现有锅炉对应的四台一次泵流量、扬程也远大于实际所需，一次泵需要更换。

综上，不建议采用该方案。

③二次泵沿用方案二——加大温差，互为备用
由方案一可以看出，一味地增大去保证水泵备用情况不变，反而造成铭牌扬程远大于所需扬程。故可以考虑在此基础上适当减小温差、增加部分区域水泵台数（即取消单独备用泵）。经计算，形成下表 3。

表 3 改变备用情况后各区所需温差对比表

Table 3 Temperature difference comparison table for each district after changing reserve situation

水泵编号	服务区域	台数 台	备用情况	铭牌流量	改造后负担	保证水泵流量时的温差
				m ³ /h	kW	℃
SAHP-A-01~03	A 区	3	互为备用	55	3135	16.3
SAHP-A-04~06	B 区	3	互为备用	60	3245	15.5
SAHP-A-07~09	C 区	3	两用一备	40	1310	14.1
SAHP-B-01~02	E 区	2	互为备用	50	1530	13.2
SAHP-A-10~12	D 区	3	互为备用	40	2170	15.6

由表 3 可以看出，除 C 区仍保留一台独立备用泵外，其他区均改为备用泵，此时各区温差基本在 13.2~16.3℃。与现设计温差较为一致。据此，将

供回水温差设置为 17℃，再计算该情况下各区空调水量、阻力，形成下表。

表 4 二次泵铭牌数据与 17℃温差改造设计需求参数对比表

Table 4 Comparisons between nameplate data of secondary pump and design requirement parameters of temperature difference renovation at 17℃

水泵编号	服务区域	台数 台	备用情况	铭牌流量	铭牌扬程	改造后负担	17℃温差时实	17℃温差时实际
				m ³ /h	mH ₂ O	担负负荷 kW	际需负担流量 m ³ /h	际所需扬程 mH ₂ O
SAHP-A-01~03	A 区	3	互为备用	55	22	3135	52.9	50.3
SAHP-A-04~06	B 区	3	互为备用	60	21.4	3245	54.7	11.5
SAHP-A-07~09	C 区	3	两用一备	40	17.2	1310	33.1	18.3
SAHP-B-01~02	E 区	2	互为备用	50	18.3	1530	38.7	30.5
SAHP-A-10~12	D 区	3	互为备用	40	17.2	2170	36.6	116.7
PAHP-A-01~04	一次泵	4	三用一备	145	10	6600	107.8	8.1

由表4可以看出,该种改造对水泵流量、扬程的需求基本与铭牌参数一致,但仍有部分区域扬程不满足需求。按常规设计,可考虑加大锅炉房至制冷机房的单热供回水管管径,但由于该部分管道较大、且已施工,若拆除更换,则会影响大量吊顶和其他管线,对运营有较大影响。

故考虑在原有的管道基础上并联一根管道,经计算,A区需并联90m DN150的管道、D区需并联220m DN200的管道、E区需并联96m DN125的管道。

3 改造工程量汇总

3.1 主要改造工程量汇总

(1) 各区地下一层、一层常开出入口增设热风幕;

(2) 净高大于4m的送风口改为旋流风口或条缝型风口;

(3) 净高大于4m的回风口处温感降低至3m左右;

(4) 增加2台2.8MW冷凝式真空锅炉及对应水泵;

(5) 锅炉房至制冷机房的单热管道增加并联管路;

(6) 鉴于第4、5条修改,锅炉房、热水泵土建、管道、配电箱应修改。

3.2 各单位改造责任汇总

(1) 设计单位

根据本整改方案详细计算,并出具相关施工图纸;

(2) 物业运营

排油烟风机开启时,油烟补风机联动开启;

不开启空调排风,仅开启卫生间排风;

按规范及设计要求,开启空调新风系统(空调机组新风量为其送风量的10%);

(3) 施工单位

对风管破损、软管脱落、阀门损坏、风管堵塞、保温破坏等情况,予以全面的检查和返修;

对各空调风系统进行调试,以保证各送风口风量;

对空调水系统保温破坏、阀门损坏、管道堵塞、管径与原设计不一致等情况,予以全面的检查和返修;

针对设计单位提出的锅炉房整改进行施工;

在水泵、锅炉改造完成后,应对水系统予以全面检查、调试,必要时根据流量更换调节阀门。

4 总结与展望

本解决方案主要包括三部分:物业运营管理、现场自查整改和调试、部分工程改造,三者密不可分,任何一项措施未整改到位,都有可能造成空调效果不佳。经过各方努力和配合,项目在2018年冬季制热效果良好,除设置门斗的常开出入口周围2m范围外,其余区域温度均在20℃以上。

根据本次制热提升改造经验,暴露了在大型集中商业项目中常常会出现的问题:

(1) 项目前期未对业态进行整体规划,或项目进行招商不到位、招商把控不严格,破坏前期规划;

(2) 招商滞后;

(3) 设计单位未进行各种情况下的建筑风平衡计算;

(4) 二次深化设计擅自修改一次设计;

(5) 装修设计风口选型不合适;

(6) 未严格按照图纸施工;

(7) 施工完毕未进行有效调试;

(8) 物业运营单位未按设计要求运营管理。

也即,建设方应在前期进行详细周密地科研,并聘请专业单位对项目业态进行有效科学地规划,设计单位根据各业态预留机电、土建条件。建设前或过程中积极招商,由商家提出具体要求,设计单位复核修改相关设计。二次深化设计单位、装修设计单位在进行各种设计时应征询一次设计意见,保证一次设计体系和理念不变。施工单位应严格按照图纸施工,施工完毕应对项目各级系统进行认真地调试。物业运营单位应严格按照设计文件、各设备厂家技术指导文件进行运营管理。

如此,才可保证项目规划、设计、施工、运营都科学合理、有据可依,各种逻辑才能够贯通,才可确保项目能够达到最初的设想,保证投资收益。

参考文献:

- [1] 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.
- [2] 朱晓平.空调工程安装及调试的常见问题及其处理

- [J].门窗,2017,(5):221.
- [3] 贺双.简述大型集中商业的风平衡设计[J].建筑热能通风空调,2017,36(8):60-61,59.
- [4] 贺双.重庆地区购物中心冷热源方案选择[J].住宅与房地产,2017,(9):88-89.
- [5] 潘冬梅,徐象国,王怡琳,等.高大空间气流组织模拟——文献综述[J].暖通空调,2018,48(1):131-138.
- [6] 荣剑文,王波,吴洋,等.一、二次泵水系统运行存在的问题及改善措施[J].建筑热能通风空调,2016,35(11):65-68,20.
- [7] 毛前军.关于二次泵变水量系统控制方案的探讨[J].制冷与空调,2006,(4):117-118.
- [8] 赖河静,王勇.重庆地区高大空间冬季空调供暖实测分析[J].制冷与空调,2012,26(5):514-520.

(上接第 628 页)

- [17] 李刚,池兰,李珍,等.太阳能辅热相变蓄能火炕供暖系统实验研究[J].太阳能学报,2015,36(11):2632-2637.
- [18] 郭敏,马秀琴,葛梦媛,等.太阳能相变材料蓄能炕设计与实验初探[J].能源与节能,2017,(2):62-64,99.
- [19] 黄超,郑辉,杨振民,等.石蜡复合混凝土太阳能相变蓄能炕系统的热性能研究[J].西安建筑科技大学学报(自然科学版),2018,50(1):111-116.
- [20] 李文玉,孙亮亮,袁艳平,等.太阳能热水相变炕体蓄放热性能及影响因素[J/OL].化工学报:1-16[2019-06-09]
- [21] 李人宪.有限体积法基础(第2版)[M].北京:国防工业出版社,2008.
- [22] 陆耀庆.实用供热空调设计手册(第2版)[M].北京:中国建筑工业出版社,2008:496.
- [23] 刘艳峰.地板供暖设计与运行基础理论研究[D].西安:西安建筑科技大学,2004.
- [24] Wang S K. Handbook of Air Conditioning and Refrigeration(2nd ed)[M]. The United States of America: McGraw-Hill Companies, 2000:68-72.
- [25] GB50364-2018,民用建筑太阳能热水系统应用技术标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2018.

(上接第 648 页)

参考文献:

- [1] 卫生部办公厅.乙类大型医用设备阶梯配置指导意见(2009-2011年)[Z].2009-11-05.
- [2] 杨博.医院核磁机房建设注意要点[J].医疗装备,2010,23(11):25-26
- [3] 黄中.医院影像与放疗机房及其暖通空调设计简介[J].暖通空调,2009,39(4):47-50
- [4] 张丽君.谈医院建筑中大型医疗设备的机房设计[J].工程建设与设计,2006,(S1):32-37