

广州大学城区域供冷 3# 制冷站的设计思考

天津市建筑设计院 伍小亭[☆] 王 砚 王 蓬 赵 斌
广州市重点公共建设项目管理办公室 赵岱亮

摘要 根据 3# 制冷站的设计实践并结合近年来的技术发展,分析了区域供冷相关技术的特点,提出在区域供冷系统设计中应重视基于双蒸发器制冷机的蓄冰系统、外融冰开式供冷、分布泵管网水系统等的应用,以进一步提高区域供冷系统的技术经济性。

关键词 区域供冷 双蒸发器制冷机 开式供冷 分布泵系统

Design consideration of refrigeration plant 3 of district cooling for Guangzhou Higher Education Mega Center

By Wu Xiaoting[★], Wang Yan, Wang Peng, Zhao Bin and Zhao Dailiang

Abstract Based on the design of the refrigeration plant and the technical development in recent years, analyses the characteristics of district cooling technology, and points out that the application of ice thermal storage system with dual-evaporator refrigerating machine, open cooling with external melt ice and distributed pump water system should be emphasized in district cooling system design for improving its technical and economic performance.

Keywords district cooling, dual-evaporator refrigerating machine, open cooling, distributed pump system

★ Tianjin Architecture Design Institute, Tianjin, China

①

广州大学城区域供冷系统已投入使用 5 个供冷季,运行实践表明,该系统从技术角度讲是一个成功的系统,因为它不仅实现了最大半径 3 km 的区域供冷,而且系统综合能效比达到 3.5 以上。尽管如此,作为其中 3# 制冷站的设计师,随着对区域供冷相关技术思考与研究的深入,回头看 3# 制冷站设计,即便是在当时的技术与产品条件下,也的确存在一些不足,或者说存在进一步优化的空间。笔者根据 3# 制冷站设计实践并结合近年来的技术发展,提出了区域供冷设计应重视的关键技术,以提高系统的综合能效比、降低系统投资、优化系统设置。

1 3# 制冷站设计方案概述

1.1 主要数据

1) 峰值冷负荷 88 MW,空调工况装机冷量 56 MW,蓄冷量 283 MWh。

2) 工况参数:

制冷机制冰工况, $-2\text{ }^{\circ}\text{C}/-6\text{ }^{\circ}\text{C}$; 制冷机单独供冷工况, $13.4\text{ }^{\circ}\text{C}/7\text{ }^{\circ}\text{C}$; 制冷机与融冰联合供冷工况, $11\text{ }^{\circ}\text{C}/5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

换热器溶液侧, $5\text{ }^{\circ}\text{C}/11\text{ }^{\circ}\text{C}$; 冷水侧, $13\text{ }^{\circ}\text{C}/6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

冰盘管蓄冰, $-6\text{ }^{\circ}\text{C}/-2\text{ }^{\circ}\text{C}$; 联合供冷, $6\text{ }^{\circ}\text{C}/2\text{ }^{\circ}\text{C}$; 融冰供冷, $13\text{ }^{\circ}\text{C}/2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

1.2 系统形式与功能

1) 主机上游、外融冰、闭式供冷、分量蓄冰系统。溶液侧采用一次泵定流量系统; 冷水侧采用二

①☆ 伍小亭,男,1958 年 3 月生,大学,教授级高级工程师,总工会 300074 天津市河西区气象台路 95 号
(022) 23543066
E-mail: surenwu@163.com
收稿日期:2010-04-19
修回日期:2010-05-06

次泵系统,一次泵定流量,二次泵变流量。

2) 系统典型运行工况:夜间制冰及供冷、白天主机与蓄冰设备联合供冷、白天蓄冰设备单融冰供冷、白天主机单独供冷。

3) 系统具备工况和运行模式自动转换功能、负荷跟踪与判断功能;以融冰优先和在新的蓄冰时段开始时用尽所有蓄冰量为控制目标,同时保证可能出现的最大供冷负荷需求;制冰同时利用冰盘管的内置肋片管换热器供冷,以满足夜间空调冷负荷需求。

4) 在冷水系统最不利末端用户换热器一次侧设压差传感器,以恒定压差的方式控制二次泵的调速运行,根据管网实际流量与二次泵组的并联特性,决定二次泵的运行台数与转速。

系统原理示意图见图 1。

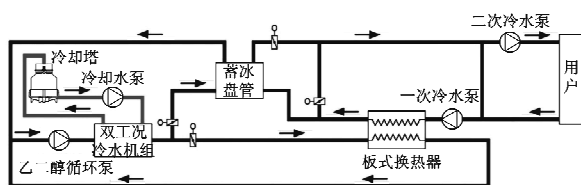


图 1 3# 制冷站原理示意

1.3 主要设备及参数

1) 双压缩机双工况单蒸发器离心式制冷机组,共 8 台,单台机组空调工况制冷量 7 032 kW、制冰工况制冷量 5 028 kW,采用二次泵冷水系统。

2) TSC-712IMFS 型金属盘管蓄冰装置,共 113 套,单套装置蓄冰量 2 503.6 kWh(712 rth),每套蓄冰装置组合 1 台外融冰肋片换热器。

3) 板式换热器,共 8 台,换热量 7 032 kW。

4) 一次冷水泵,共 8 台,单台流量 924 m³/h,扬程 38.5 m。

5) 二次冷水泵,共 5 台,单台流量 1 375 m³/h,扬程 72 m。

6) 乙二醇循环泵,共 8 台,单台流量 1 160 m³/h,扬程 50 m。

7) 冷却塔,共 8 台,单台流量 1 209 m³/h。

8) 冷却水循环泵,共 8 台,单台流量 1 209 m³/h,扬程 24.7 m。

2 区域供冷系统的设计思考与建议

2.1 设计方法的思考

区域供冷系统复杂、水输送系数低、投资高,因

此对设计进行优化尤为重要。设计优化的关键在于:

1) 充分认识区域供冷系统的特点——小温差换热,小温差输送,很小的温度差异都会对系统的投资与能耗产生明显影响。如机组供冷温度提高 1℃,其 COP 提高约 3%;换热器换热温差由 1℃加大为 1.5℃,换热面积减少 33%;供冷温差为 8~10℃时,温差增加 1℃,水泵能耗降低 10%~12.5%,而且还能减少水泵与电气系统投资约 4%~6%。

2) 设计优化必须着眼于系统整体,包括制冷系统与输配管网,而以往在单体建筑制冷站设计中对此重视不够。通常是机房是机房,管网是管网,不将其联系在一起分析;只重视因制冷、制热输入能源形式不同而产生的不同类型系统形式的比较,而忽略了虽然类型相同、但技术细节不同的系统技术方案比较。用这样的方法设计区域供冷,很有可能导致整体系统全寿命周期成本较高。

3) 单体建筑制冷站设计时,由于认为系统成熟、产品成熟,往往是用系统去适应产品,很少想到用产品去适应系统。而区域供冷设计必须首先通过分析比较确定理想的系统形式,然后寻找适合此系统的产品。

4) 制冷系统设备单件采购的模式,在某种程度上制约了整体系统优化,而仅关注于单件设备的性价比,因为要满足竞争性采购的要求,就只能是选择市场主流产品。而市场主流产品不一定有助于系统的整体优化,系统的整体优化往往要求有个性的产品。因此,应该用整体功能目标采购代替单件设备采购,即允许在系统整体技术路线框架下,构造基于产品特点但技术细节不同的多个系统方案,并针对其进行基于系统全寿命周期成本评价的采购。

2.2 区域供冷系统设计技术细节的分析与建议

1) 区域供冷系统宜采用双蒸发器制冷机

用于蓄冰的双工况制冷机有两种蒸发器设置形式,一是广泛采用的单蒸发器机组;二是较少采用的双蒸发器机组。3# 制冷站采用了单蒸发器机组。由单蒸发器机组构成的外融冰蓄冰系统见图 2,其特点是主机供冷必须通过板式换热器,主机空调工况与蓄冰工况的转换必须通过电动控制阀实现。

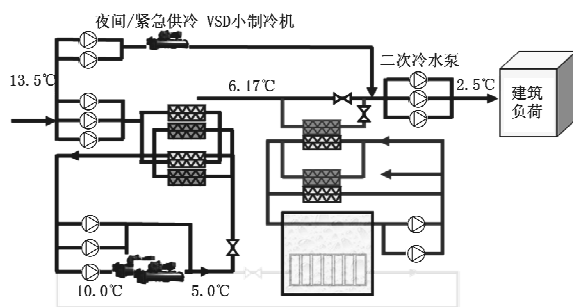


图2 采用单蒸发器制冷机的外融冰蓄冰系统示意

单蒸发器机组的优点是造价低,不存在竞争性采购困难,但由其构成的蓄冰系统有以下不足:①由于主机供冷必须经板式换热器实现,导致供冷品质降低或为保证同等供冷品质而牺牲主机效率。②主机供冷所需板式换热器的负荷为峰值冷负荷的60%~70%,造成换热器投资高,且溶液泵消耗的电能使系统COP降低。③用于工况转换的大口径电动控制阀投资很大,以3#制冷站为例,仅用于工况转换的电动控制阀投资就接近200万元。单蒸发器机组的成本优势很容易被板式换热器与电动控制阀高昂的投资所抵消。

由双蒸发器机组构成的外融冰蓄冰系统见图3,其特点是主机供冷时无须经过板式换热器,主机空调工况与蓄冰工况的转换也无需通过电动控制阀实现。

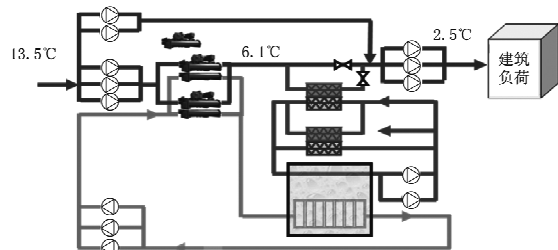


图3 采用双蒸发器制冷机的外融冰蓄冰系统示意

双蒸发器机组的不足在于,其价格通常比单蒸发器机组高20%~30%,且生产厂家少,有竞争性采购障碍。所以,如果只关心机组造价,而忽略其带来的系统技术经济优势,双蒸发器机组不是蓄冰系统的理想选择。但恰恰是由其构成的蓄冰系统具有显著的优势:①在相同供冷温度下,机组的COP比单蒸发器机组系统高。②能显著减少换热器投资,因为板式换热器负荷可降低50%~70%;并且由于主机供冷时不存在换热所需的水泵

电耗,使系统COP提高。③可以节省工况转换电动控制阀的投资。双蒸发器机组的系统成本优势往往能抵消其机组本身的成本劣势,从而给用户提供技术经济性均佳的蓄冰空调系统。

设计中究竟应选择哪种形式机组,应根据系统的全寿命周期成本确定,不能一概而论。但当两种方案的全寿命周期成本相同时,应优先考虑采用双蒸发器机组,因为由其构成的系统简洁且更可靠。分析表明,大型区域供冷系统采用双蒸发器机组往往有较明显的技术经济优势,以下为一案例分析。

项目位于天津,供冷参数为13.5℃/2.5℃,蓄冰装置为钢制冰盘管,峰值冷负荷为19 980 kW,系统形式分别见图2和图3。两种系统的投资对比见表1,简单投资回收年限见表2。

表1 单蒸发器与双蒸发器机组系统投资对比

	数量		总价/万元	
	单蒸发器	双蒸发器	单蒸发器	双蒸发器
制冷机组	5	5	5 611.20	7 109.95
蓄冰装置	5	5	2 757.20	2 757.20
板式换热器	5	5	1 214.00	408.00
冷却塔	5	5	295.35	295.35
载冷主机水泵	5	5	133.81	133.81
冷却水泵	5	5	144.99	144.99
一次冷水泵	5	5	88.08	88.08
二次变频冷水泵	6	6	203.94	203.94
机房自控系统	1	1	230.00	125.00
纯乙二醇	147	148	191.10	192.40
配电设施			1 869.00	1 778.25
其他			59.60	59.60
总计			12 798.27	13 296.57

表2 单蒸发器与双蒸发器机组系统简单投资回收年限

	单蒸发器	双蒸发器	差值
设备初投资/万元	12 798.27	13 296.57	-498.30
运行费用/(万元/a)	1 527.13	1 373.81	153.32
20 a运行费用/万元	30 542.54	27 476.19	3 066.35

双蒸发器系统对于单蒸发器系统的简单投资回收期N:

$$N = 498.30 \text{ 万元} / (153.32 \text{ 万元/a}) = 3.25 \text{ a}$$

分析结果表明,双蒸发器机组系统的静态投资回收期仅为3.25 a,同时系统简洁、控制方便。所以大型区域供冷系统应优先考虑采用双蒸发器机组,而且随着其优势逐渐被认识和可以提供此类产品的厂家的增多,在竞争性采购环境下,其相对于单蒸发器机组方案的静态投资回收期会更短。

2) 区域供冷系统宜采用外融冰开式供冷

对于区域供冷,外融冰供冷的优势显而易见。因为绝大多数时间内,系统运行在部分负荷下,如能实现移峰运行,会明显提高蓄冰系统的经济性。而相对于内融冰,外融冰系统更适合移峰运行,这

也是区域供冷系统多采用外融冰供冷的原因所在。对此,本文不作深入讨论,而着重分析外融冰系统的供冷形式。外融冰系统供冷形式分为经过换热器的闭式供冷和不经换热器的开式供冷,前者应用普遍,后者虽应用尚少,但有成功案例。

闭式系统优点在于,系统运行产生气塞的可能性小,蓄冰槽与单体建筑换热器的设置不受地形差异限制;其不足在于必须利用换热器供冷,投资高且降低供冷质量。开式系统恰恰相反,其优势在于无需经过换热器供冷,节省了换热器投资,而且由于供水温度可低至 1.1°C ,与闭式系统相比可以将管网输送温差提高约 20%,降低管网投资约 10%,减少输配转换损失约 20%;其不足在于系统气塞的风险会大一些,蓄冰槽及单体建筑换热器的布置受地形差异限制。

基于对开式系统水系统气塞风险的担心(笔者当时认为,融冰过程中的鼓气会大量进入供冷水中),3#制冷站没有采用开式系统。参考目前国内外已有的开式系统成功运行的案例(如中关村西区区域供冷),3#制冷站没有采用开式系统确实是一个遗憾,因为:① 运行实践证明上述担心大可不必。② 如果采用外融冰开式系统,单是换热器及相应系统的投资就可以减少近 400 万元(针对板式换热器,而 3#制冷站采用了造价更高的内置于蓄冰槽内的肋片式融冰换热器);供水温度可以由 3°C 降至 $1.1\sim 1.5^{\circ}\text{C}$,供冷温差可由 10°C 提高到 $11.5\sim 12.9^{\circ}\text{C}$ 。由此,管网投资将减少 7%~12%,输送能耗降低 13%~22%。③ 广州大学城的地形条件完全有可能实现开式供冷。

国内已成功运行的开式系统,之所以没有发生先前担心的气塞问题,其原因应该是:

① 融冰鼓气过程中,气流速度远高于水流速度且垂直于水流通向蓄冰槽水面,因此,空气不容易被水带走而进入冷水输配管网。

② 水温较低,氧的溶解度相对较高,因鼓气溶解在水中的氧在运行过程中的析出量较少。表 3 给出了溶解氧与水温的关系,由此可以计算出,当供回水温度为 $1.5^{\circ}\text{C}/11.5^{\circ}\text{C}$ 时,溶解氧的析出量为 2.99 mg/L ,相当于每 m^3 循环水量仅会形成 3 L 的气体,而且由于其绝大部分以气泡形式存在,当管道水流速度大于 0.25 m/s 时,会被水流带回蓄冰槽,不在管道系统中存留。

表 3 不同温度下氧在水中的溶解度

水温/ $^{\circ}\text{C}$	0	5	10	20	30
溶解氧/(mg/L)	14.15	12.37	10.92	9.76	7.53

注: 0°C 时,一个标准大气压下氧气的密度为 1.429 g/L 。

③ 设计者通常会通过管道系统的合理设计以避免气塞。

基于以上分析并结合开式系统的成功案例,当供冷区域具备以蓄冰槽为供水系统定压设施的地形条件或具备可靠的防止水系统倒空与蓄冰槽溢流的技术手段时,宜优先考虑采用外融冰开式供冷。

3) 供冷距离长时宜采用分布泵系统

广州大学城投入运行的几个区域制冷站,其最大供冷半径约为 3 km,平均也有 2 km 多。输配形式均为制冷站循环泵“一泵到底”,即制冷站设高扬程外网循环泵,单体建筑热力入口设动态平衡阀,以解决管网的水力平衡问题。供冷循环泵的扬程为 $70\sim 80\text{ m}$,其中,3#制冷站的循环泵扬程为 72 m,设计负荷时的单位冷量输配能耗为 22 W/kW 。

应该说广州大学城几个区域制冷站采用的“一泵到底”的冷水系统形式(如图 4 所示)应用普遍。其优点仅在于为大家所熟悉、设计方法成熟简单、运行管理界限清晰。其不足在于:① 供冷距离较长时,管网的动力输送效率 η (η =管网各用户自身所需循环耗功之和/管网各循环泵耗功之和)低、输送能耗高,3#制冷站外网的 η 仅为 16.7%,单位冷量输配能耗为 22 W/kW ;② 只能借助于各种平衡阀实现管网的水力平衡,而平衡阀的价格往往不菲。

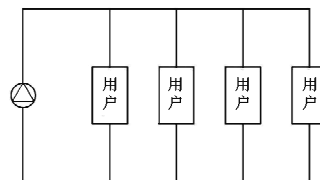


图 4 “一泵到底”系统示意

随着技术进步与对能源节约的高度重视,近年来分布泵系统(如图 5 所示)的优点逐渐被认可,在供热系统中也有了一些分布泵系统成功运行的案例。分布泵系统的特点体现为:① 节能——当用户水系统循环阻力与管网阻力之比 $\beta = 0.1\sim 1$ 时, η 可以提高约 100%~20%;② 因为用户泵能

根据负荷变化进行自动调节,容易实现管网动态水力平衡;③ 由于无需广泛设置动态水力平衡装置,分布泵系统的管网综合投资与“一泵到底”系统相近或更低。采用分布泵系统需重视的问题是管理界限的划分与运行管理工作量的增加。

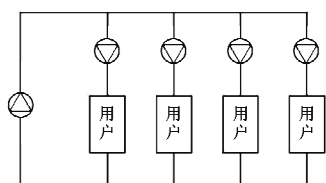


图5 分布泵系统示意

对3#制冷站外管网的计算分析表明,如果采用分布泵系统代替原设计“一泵到底”系统,即制冷站设低扬程主循环泵,部分单体建筑热力入口设用户泵,则 η 将由16.7%提高到29.3%;单位冷量输配能耗由22 W/kW降低为12.54 W/kW;每年节省水泵耗电约128.5万kWh。图6,7为两系统的水压图,直观表达了两种系统管网耗功的显著差异。综上所述,除非供冷距离很短,否则区域供冷系统应优先考虑采用分布泵系统代替传统的“一泵到底”系统。

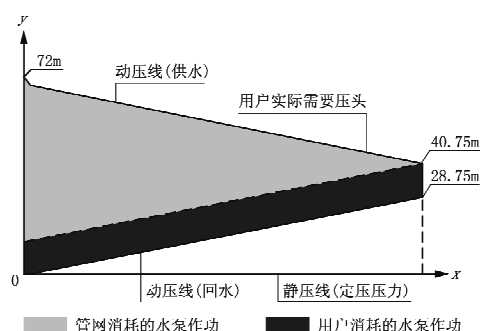


图6 “一泵到底”系统管网水压图

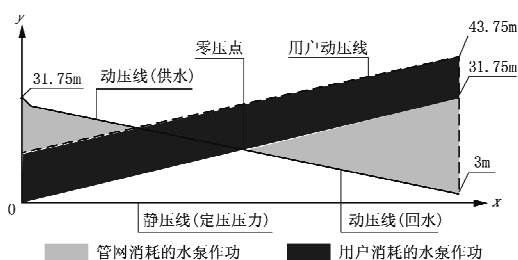


图7 分布泵系统管网水压图

3 结语

广州大学城区域供冷为我们提供了设计实践平台,对设计的反思将有助于区域供冷技术的进步。文中观点希望得到同行们的批评指正。

(上接第44页)

程28 m,二用一备;流量290 m³/h,扬程30 m,1台),冷水泵(流量425 m³/h,扬程32 m,二用一备;流量为245 m³/h,扬程30 m,1台),自控装置与系统1套。这些设备的总功率为1500 kW。

计算可知,冰蓄冷空调系统比常规电制冷空调系统多投资170万(其中已包括冰蓄冷系统自控电缆多投资30万,考虑减少输变电设备的投资等)。

3.2 运行费与投资回收期

威海市峰谷电价见表3。

表3 威海市峰谷电价

	时段	电价
峰电	08:00—11:00	1.12元/(kWh)
	18:00—23:00	
平电	07:00—08:00	0.76元/(kWh)
	11:00—18:00	
谷电	23:00—07:00	0.40元/(kWh)

一年中夏季空调运行时间为120 d,尖峰负荷达到设计日负荷的时间为15 d,尖峰负荷达到设计日负荷2/3的时间为45 d,尖峰负荷达到设计日负

荷1/3的时间为60 d。

经过实际运行测试得知,若每天运行12 h,冰蓄冷空调系统年运行电费的节省量为42万元/a,投资回收期为4 a左右。

4 结论与建议

商场类建筑,建筑面积在50 000 m²以上,峰谷电价比在3:1以上,单位面积冷负荷指标在125 kW/m²以上,运行时间在12 h以上(若人员密度大,单位面积冷负荷指标高,峰谷电价差大,运行时间可在10 h以上),采用冰蓄冷空调系统的优化设计,可以移峰填谷、均衡电网负荷、提高电力建设投资效益及为用户节省空调运行费用,真正使用户获得经济效益。

参考文献:

- [1] 住房和城乡建设部工程质量安全监管司,中国建筑标准设计研究院.全国民用建筑工程设计技术措施 暖通空调·动力[M].北京:中国计划出版社,2009
- [2] 严德隆,张维君.空调蓄冷应用技术[M].北京:中国建筑工业出版社,1995