

文章编号: 1671-6612 (2024) 03-376-09

# 成都某办公楼空调制冷 机房“降本增效”设计方案研究

冯源 沈薇

(基准方中建筑设计股份有限公司 成都 610021)

**【摘要】** 随着“碳达峰”目标的日益临近,为降低公共建筑中央空调运行能耗,高效空调制冷机房有广阔且急迫的市场需求。忽略系统整体的性能优化只关注设备个体的能效提升,不仅无法有效提升冷源能效,还将导致建造成本的增加。以一个写字楼项目为案例,以“降本增效”设计理念为指导,运用性能化的分析模型,结合综合技术措施,将其制冷机房进行优化设计,使其全年能效提升了36%,能耗总量及强度显著下降,且建设初投资增量成本可控。

**【关键词】** 高效空调制冷机房;性能化分析;降本增效

中图分类号 TU831 文献标志码 A

## Research on the Design of "Cost Reduction and Efficiency Enhancement" for a Refrigeration Station in an Office Building in Chengdu

Yuan Feng Shen Wei

(JZfz Architectural Design Co., Chengdu, 610021)

**【Abstract】** As the goal of "carbon peak" is approaching, there is a broad and urgent market demand for high efficiency air conditioning refrigeration Station to reduce the energy consumption of central air conditioning in public buildings. Ignoring the overall performance optimization of the system and only focusing on the energy efficiency improvement of individual equipment not only cannot effectively improve the energy efficiency of the cold source, but also leads to an increase in construction costs. This article takes an office building project as a case study, uses a performance-based analysis model, and combines comprehensive technical measures to optimize the design of its refrigeration equipment room under the guidance of the design concept of "Cost reduction and efficiency enhancement". As a result, its energy efficiency has been improved by 36% throughout the year, and the total energy consumption and intensity have been significantly reduced, and the incremental cost of initial investment is controllable.

**【Keywords】** High efficiency air conditioning refrigeration station; Performance analysis; Cost reduction and efficiency enhancement

## 0 引言

在国务院印发的《2030年前碳达峰行动方案》中明确提出,节能降碳增效行动中,应落实节约优先的方针,对能源消费强度及总量进行双控,建设能源节约型社会。其中有一项重要工作是推进重点

用能设备的节能增效<sup>[1]</sup>。对于公共建筑的能耗大户——中央空调的冷源系统而言,节能增效不仅是提升系统中冷水机组,水泵,冷却塔等单个设备的效能。作为一种多子系统多参数耦合而成的复杂系统,冷源系统的能效受到多方面综合影响,涵盖规

划设计, 设备选型采购, 施工安装, 控制运维等各环节。

经调查, 目前国内大多数制冷系统运行能效较低, 在 3.5 以下, 国内高效机房技术发展尚在起步及推广阶段<sup>[2]</sup>。随着“碳达峰”目标的日益临近, 新建及改造的高效制冷机房有广阔且急迫的市场需求。单纯追求设备个体的能效提升, 而忽略系统整体的性能优化, 不仅无法有效提升冷源能效, 还将导致建造成本的增加。根据工程项目设计实践, 高效制冷机房的设计在“降本增效”理念指导下, 运用综合技术措施, 能有效的提升制冷机房的运行能效, 并能兼顾其建设成本的控制。

## 1 “降本增效”的设计理念

“降本增效”的设计是在常规制冷机房合理合规的“处方式”设计基础上, 通过精细化的设计及性能化的分析, 在满足用户使用需求的前提下, 机房能效显著提高, 达到高效机房的标准, 而且机房建设的初投资可控, 冷源系统在全生命周期的能源消耗及运行成本显著降低。

要实现这一目标, 一方面, 通过对项目的精细化分析, 合理降低负荷峰值, 以降低设备容量, 避免初投资浪费及运行长时间“大马拉小车”的低效工况。另一方面, 需要将初投资等经济因素加入冷站能效提升分析模型中, 进行技术经济综合比较。

将冷源系统全年能效比  $EER_a$  <sup>[3]</sup> 的计算公式进行分析, 可以看出要实现  $EER_a$  的提升可以通过提高  $COP_a$  及降低  $\lambda_a$ 。在同样的主机配置及运行策略下, 要进一步提高  $COP_a$  就是要求提升主机性能, 涉及到压缩机效率的提升及增大冷凝器及蒸发器的换热面积, 会导致冷水机组成本有巨大增量。若  $EER_a$  的目标值为 5.6,  $\lambda_a$  从 0.2 提高至 0.4, 需要冷水机组全年性能系数  $COP_a$  提升 32%, 参见表 1。

在“降本增效”的理念指导下, 设计中应将  $\lambda_a$  值的控制放到优先位置, 通过降低  $\lambda_a$  值, 以降低对主机的性能要求依赖。

$$EER_a = \frac{Q_a}{N_a} = \frac{Q_a}{N_{冷机a} + N_{辅机a}} = COP_a (1 - \lambda_a)$$

式中,  $Q_a$  为冷源系统全年总制冷量;  $N_a$ ,  $N_{冷机a}$ ,  $N_{辅机a}$  为冷源系统, 制冷主机, 制冷辅机 (冷冻泵, 冷却泵, 冷却塔等用电设备) 全年

总用电量;  $EER_a$  为冷源系统全年能效比;  $COP_a$  为冷水机组全年性能系数;  $\lambda_a$  为附属设备全年耗电

$$\lambda_a = \frac{N_{辅机a}}{N_{冷机a} + N_{辅机a}}$$

表 1  $\lambda_a$  对  $COP_a$  影响分析表

Table 1 Analysis of the Impact of  $\lambda_a$  on  $COP_a$

$EER_a$	$\lambda_a$	$COP_a$	冷水机组性能系数提升率
5.6	0.20	7.00	0
5.6	0.25	7.47	7%
5.6	0.30	8.00	14%
5.6	0.35	8.62	23%
5.6	0.40	9.33	33%

## 2 “降本增效”理念在项目设计中的运用

### 2.1 项目概况

项目位于四川省成都市, 参见图 1, 总建筑面积为 13.3 万  $m^2$ , 地上建筑面积为 8.3 万  $m^2$ , 其中办公为 7.6 万  $m^2$ 、商业为 0.7 万  $m^2$ 。建筑效果图参见图, 其中左侧为 10 层的 BOX 办公楼, 右侧为 13 层的 C 塔办公楼, 1, 2 层均为商业, 3 层以上均为办公, 中部为大堂及报告厅。



图 1 项目效果图

Fig.1 Project Rendering

本项目采用中央空调系统, 空调面积为 6.3 万  $m^2$ 。夏季室内空调设计温度为 25℃, 根据逐时计算冷负荷峰值为 8193kW, 冷负荷强度为 130W/ $m^2$ 。项目以电制冷冷水机组作为空调冷源, 制冷机房位于项目负三层地库, 主机采用 2 台 1000 冷吨定频离心机组及 1 台 380 冷吨定频螺杆机组, COP 及 IPLV 均满足国家规范标准。冷冻水系统采用一次泵变流量系统, 冷却水系统采用定流量系统, 选用 2 台 800 $m^3$  及 1 台 300 $m^3/h$  冷却塔匹配冷水机组, 布置于 C 塔屋面。

## 2.2 “降峰值”设计措施

“降峰值”的措施一方面通过对建筑负荷的仔细分析及系统优化，降低冷水机组的装机容量，同时也能降低水泵、冷却塔的额定流量。另一方面通过对输配管路系统的优化，降低水泵扬程，达到“降本增效”的效果。

### 2.2.1 降空调负荷峰值

中央空调冷源系统设计的常规设计方式通过逐项逐时冷负荷计算，根据计算冷负荷峰值进行冷源设备选型。虽然负荷计算所采用空调室外温度是采用的历年平均不保证 50 小时的温度，而峰值负荷仍是在假设建筑满员，且各种不利因素同时叠加导致而成的。根据多年工程实践经验，及全年 8760 小时全年空调负荷模拟，达到峰值时间段极短，概率极

低。用这样的峰值进行空调冷热源系统设计，虽然保险系数较大，但主机等设备配置较大，不但增加了成本，也会使系统长期处在小负荷段低效运行。

通过对该建筑功能分区，运营方式的仔细分析，在以下几方面进行优化：

(1) 建立非均匀的室内热环境。通过对用户进行舒适度调查结合分区域的照明管理经验<sup>[4]</sup>，区分室内各区域温度不但不会降低舒适度标准，还能有效降低空调能耗。故将人员密度较低的独立办公室的设计温度 25℃ 提升至 26℃，将门厅，电梯厅，回廊等用于交通过渡区域的设计温度由 25℃ 提升至 28℃，参见图 2，如此设定室内温度，BOX 办公形成外区到内区的温度梯度，结合气流组织，可在中庭处通过烟囱效应将余热排到室外。

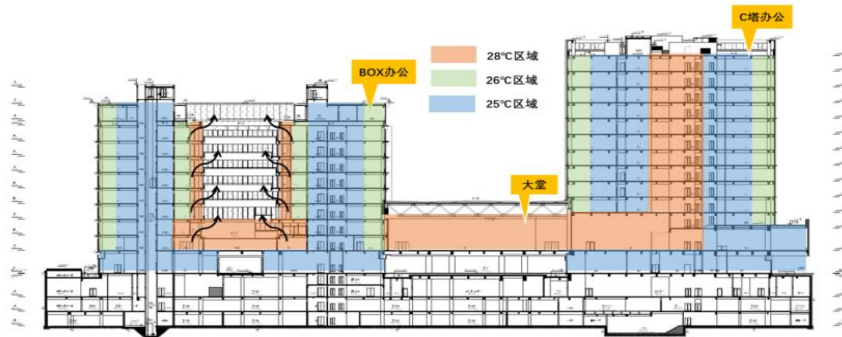


图 2 分区室内空调设计温度示意图

Fig.2 Schematic Diagram of Design Temperature for Air Conditioning

(2) 扣减间歇使用区域及低频率使用区域空调峰值负荷。根据使用功能布置，BOX 办公有 30% 的区域为小型会议室，主要供公司内部人员间歇使用，根据使用方经验，不会出现办公区和会议区同时满员的状态，故在负荷分析时，将会议室的同时使用率降低为 50%，即 50% 的会议室负荷计入计算

峰值负荷。本项目有一个 500 平米报告厅，使用频率较低，其负荷不计入峰值负荷。

根据对空调负荷的深入分析及调整，该项目冷负荷强度由 130W/m<sup>2</sup> 降为 110W/m<sup>2</sup>，峰值冷负荷降低约为 15%，参见表 2。

表 2 空调冷负荷对照表

Table 2 Comparison for Air Conditioning Cooling Load

区域功能	面积 (m <sup>2</sup> )	负荷分析及优化前		负荷分析及优化后	
		计入峰值冷负荷 (kW)	冷负荷强度 (W/m <sup>2</sup> )	计入峰值冷负荷 (kW)	冷负荷强度 (W/m <sup>2</sup> )
商业	5000	1003	201	1003	201
大堂	2000	305	153	260	130
报告厅	500	126	252	0	0
会议室	10000	1982	198	1000	100
独立办公室	12000	1200	100	1176	98
过渡休闲区	5500	495	90	412	75
公共办公区	28000	3082	110	3082	110
汇总	63000	8193	130.0	6933	110

### 2.2.2 降水泵扬程峰值

降低冷水机组的选型冷量, 同时降低冷冻水泵及冷却水泵的设计选型流量约 15%。通过对管网的水力分析, 对水系统进行降阻优化设计, 水泵扬程峰值也能有明显的降低。水泵扬程主要克服三部分

阻力, 分别为制冷站内的阻力, 输配管道及空调末端(冷却塔)阻力。根据阻力分析, 水系统主要阻力主要来源于制冷站内, 占 55%以上, 故制冷机房进行精细的 BIM 设计, 对阻力优化非常重要, 图 3 为本项目制冷机房 BIM 模型。

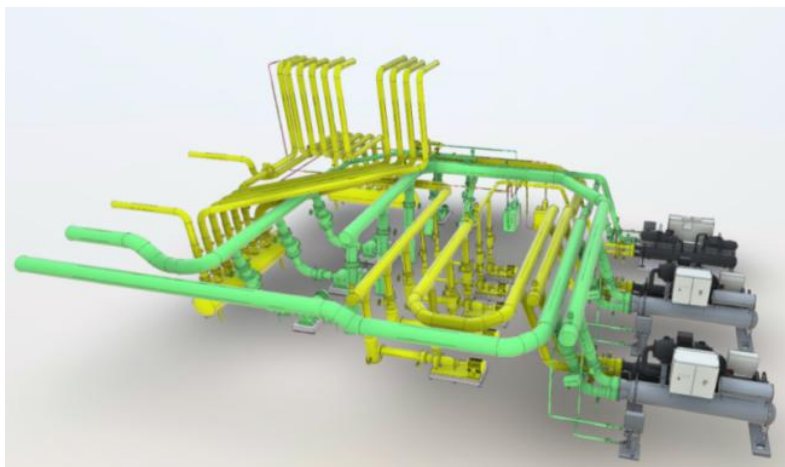


图 3 项目制冷机房 BIM 模型

Fig.3 BIM Model of Refrigeration Station

本项目主要采用的优化措施主要有:

- (1) 选用低水阻的设备, 冷水机组的冷凝器及蒸发器, 冷却塔, 空调末端。
- (2) 冷站 BIM 设计, 优化干管布置, 减少弯头, 采用顺水弯头替代直角弯头, 降低局阻。
- (3) 取消全流量的水处理仪, 改为旁滤及加药式的水处理装置。
- (4) 采用低阻力的阀门管件, 如采用角通式过滤器替代 Y 型过滤器, 用旋启式止回阀替代蝶

式止回阀。

- (5) 环路中取消两级平衡阀, 通过管径调整进行水力平衡。

以冷冻水泵为例, 通过优化措施, 水系统阻力降低 23.3%, 参见表 3, 其中制冷站内优化占比最大, 超过 70%, 再次印证冷站内是水阻控制的关键位置。系统水阻降低, 直接导致水泵选型扬程下降 20%以上。

表 3 水阻优化对照表

Table 3 Comparison for Water Resistance Optimization

阻力区域	优化前阻力 (mH <sub>2</sub> O)	优化后阻力 (mH <sub>2</sub> O)	阻力降幅
冷站内设备及环路	17.7	13.8	-16.7%
供回水环路	4.6	3.1	-6.4%
末端设备	8.2	6.5	-7.3%
水力系统	30.5	23.4	-23.3%

### 2.3 “增能效”设计措施

为构建一个全生命周期全工况下的高效制冷系统, 需要在设计阶段对其可能出现的运行工况及出现频率进行模拟, 目前常用的方式就是建立基于全年逐时负荷模拟的分析模型, 该模型以冷源系统全年能效期望值  $EER_p$  为目标进行性能化分析, 围

绕这一目标, 进行主机及辅机的选型, 制定运行及控制策略。

#### 2.3.1 性能化分析模型建立

性能化分析模型是基于全年 8760 小时的负荷模拟, 并根据对制冷时间段的分析及使用方的运维管理要求, 剔除非制冷时间段的数据, 以提升模型

精度。工程设计中为提升分析效率，可将同工况的运行时段进行汇总。

本项目模型示意参见表 4-6，由于表格整体较大，为方便展示，根据功能拆分成 3 个子表。

表 4 为运行工况表，本项目按冷冻水供水温度 6℃-8℃，对应不同的冷却水进水温度 20℃-34℃，共 13 种不同运行工况，对应该工况出现的负荷段小时数，共把表格分成 45 个工况时段，填上对应

负荷段的小时数，及工况下制冷量需求。

表 5 为运行策略表，包含主机及辅机，主机开机策略制定将在下个小结单独论述，确定了主机运行策略，再匹配冷却水泵，冷冻水泵及冷却塔的运行策略。根据设备厂家提供的性能曲线，确定运行状态点，对应冷机在该工况下的 COP。

表 6 为运行能耗表，包括主机及辅机的小时总用电量，辅机小时耗电比λ，及冷站小时 EER。

表 4 性能化分析表 1 (运行工况)

Table 4 Performance Analysis 1 (Operation Conditions)

天数	室外平均气温℃	冷水供水温℃	冷却水进温℃	负荷比例	小时数 h	冷量需求 kW
44	<22	8	20	10%-20%	---	---
			22	20%-30%		
			.....	.....		
32	≥22 <25	7	30	60%-70%	---	---
			22	20%-30%		
			24	30%-40%		
			.....	.....		
55	≥25	6	32	60%-70%	---	---
			24	40%-50%		
			26	.....		
			.....	90%-100%		
(例)	22	8	28	56	8	3920

表 5 性能化分析表 2 (运行策略)

Table 5 Performance Analysis 2(Operation Strategy)

主机运行	荷载率	冷冻泵运行	冷却泵运行	冷却塔运行	冷机 COP
(例) 1#,3#	98%	4#, 7#	9#, 12#	14#, 15#, 16#	7.54

注：设备编号为冷水机组 1-3#，冷冻水泵 4-8#，冷却水泵 9-13#，冷区塔 14-18#。

表 6 性能化分析表 3 (运行能耗)

Table 6 Performance Analysis 3 (Operation Energy)

主机电量 (kW)	辅机电量 (kW)	附属设备耗电比λ	冷站 EER	制冷量汇总 (kWh)	用电量汇总 (kWh)
(例) 519.79	101.7	0.163	6.31	31360	4971.92

汇总制冷系统全年各时段的总制冷量除以总用电量，就能得到来全年制冷工况模拟下的冷源系统全年能效期望值  $EER_p$  及冷水机组全年性能系数期望值  $COP_p$ ，与设定目标对比后，进行针对设备性能的调整及优化，本项目  $EER_p$  为 5.95， $COP_p$  为 7.11。

### 2.3.2 制冷机组选型及运行策略分析

作为冷源系统最核心的设备——冷水机组，其

选型至关重要，不仅是其 COP 值是影响冷站 EER 的重要参数，而且根据调查，其初投资占据冷站初投资 50%以上，且冷机的成本会根据其能效的提升，增长得更快。图 4 为某品牌同冷量的定频离心机组，变频离心机组及磁悬浮离心机组在不同冷冻水温及冷却水温工况下的能效曲线。通过曲线所示的高效段范围，作为冷水机组启停策略依据。

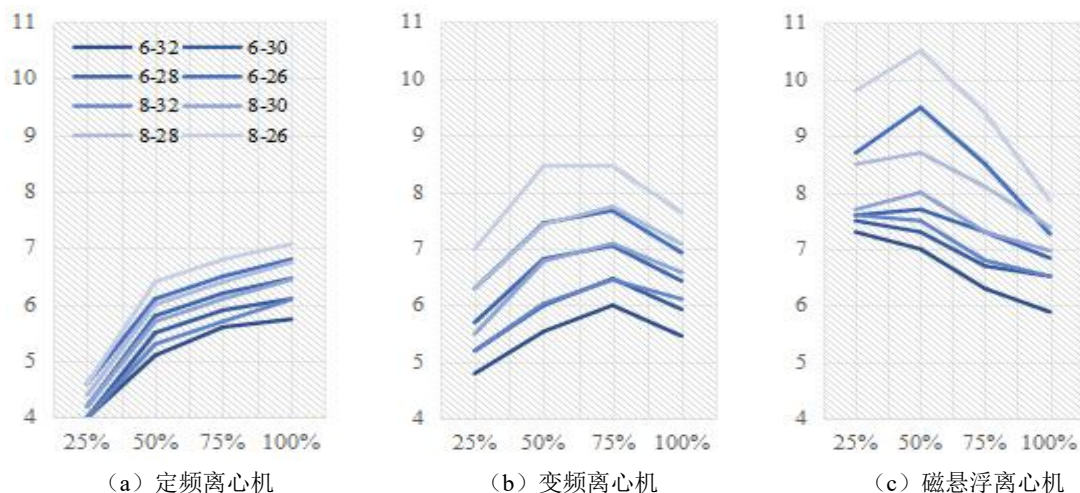


图 4 离心式冷水机组 COP 曲线

Fig.4 Performance Curve of Centrifugal Chiller

在收集到本项目拟选对比制冷机的能效曲线后, 就可以利用如表 7 所示进行运行策略分析。在同样的制冷量需求下, 采用不同的主机运行策略会匹配相应的水泵及冷却塔运行策略, 利用公式

$$COP = \frac{Q}{N_{冷机}} = \frac{Q}{N_{冷站} - N_{辅机}} = \frac{Q}{Q/EER - N_{辅机}}$$

可计算为达

到冷站能效 *EER* 目标值下所需冷水机组的 COP 值, 选择 COP 最小值作为最优运行策略。主机台数越多, 其可选开机策略越多, 其比较模型的颗粒度也应越细。

表 7 冷水机组运行策略表

Table 7 Chiller Operation Strategy

负荷比例	策略	主机运行	主机荷载率	冷冻泵运行	冷却泵运行	冷却塔运行	<i>EER</i> =5.1 对应 COP 要求
35%	1	1,3#	63%	4,7#	9,12#	14,15,16#	6.69
	2	1,2#	42%	4,5#	9,10#	14,15,16,17#	7.90
	3	1,2,3#	36%	4,5,7#	9,10,12#	14,15,16,17,18#	11.69
45%	1	1,3#	81%	4,7#	9,12#	14,15,16#	6.23
	2	1,2#	54%	4,5#	9,10#	14,15,16,17#	7.01
	3	1,2,3#	46%	4,5,7#	9,10,12#	14,15,16,17,18#	9.06
55%	1	1,3#	98%	4,7#	9,12#	14,15,16#	5.97
	2	1,2#	65%	4,5#	9,10#	14,15,16,17#	6.54
	3	1,2,3#	56%	4,5,7#	9,10,12#	14,15,16,17,18#	7.91
65%	1	1,2#	77%	4,5#	9,10#	14,15,16,17#	6.25
	2	1,2,3#	66%	4,5,7#	9,10,12#	14,15,16,17,18#	7.27

### 2.3.3 冷却塔的设计选型

在冷却侧, 冷却水供水温度每降低 1℃, 主机能效就有 2-4% 的提升, 降低冷却水温来提升整体机房能效是技术简单, 行之有效的方案。而冷却塔逼近度每降低 1℃, 冷却塔成本会提升 50%-60%, 故在设计中根据性能化分析要求, 确定合理的冷却塔逼近度。

为使冷却塔更为节能运行, 冷水机组与冷却塔会采用先并后串的连接方式, 这种方式可以实现一机对多塔, 通过冷却塔风机降频或自然冷却的方式达到节能效果。在这种模式中, 冷却塔处理流量通常都会低于额定流量, 设计中应重视管道布置及冷却塔选型, 确保冷却塔的均水性能以确保冷却塔在低流量时的冷却效果。

### 2.3.4 制冷机房智能群控思路

采用完善可靠的控制系统,是实现自动高效运行的保障,本项目控制策略如下:

(1) 制冷量预测,根据模拟及历史数据,结合室内外实测温度反馈及网络天气数据的预测,通过智能算法预测概率较大的制冷量需求变化。

(2) 针对实时运行数据,结合历史数据对比,制定合理的开关机策略,确保位于主机高效点运行。通过对室内外温度及需求的测算,进行冷源品位调节,确保满足使用的同时,提升冷机能效。

(3) 根据室外干湿球温度的实测及气象数据预测,寻找最优冷却塔的出水温度及多塔降频运行。

(4) 根据巡检多个最不利环路的压差信号,进行冷冻水泵变频控制。

### 2.3.5 冷站外的“增效能”措施

冷源侧是根据末端用户侧的需求进行冷量的制备及输送,在管网及用户侧采用优化措施,能进一步提升冷站的能效,降低能耗。本项目采用了两项专利新技术,间接提升了冷站能效。

(1) 水环路“温差管理”,在水系统干管设置一种新型的水环路调节装置<sup>[6,7]</sup>,设置方式参见图 5,环路供回水温度信号通过组态软件的逻辑计算后,输出信号至调节装置对该环路进行流量调节,此举可以有效控制环路小温差大流量的情况,

并能缓解不同回路冷热不均的情况。

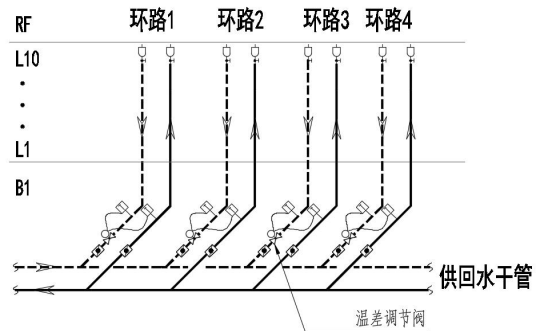


图 5 温差调节阀接管

Fig.5 Temperature Difference Regulation Valve

(2) “按需供应”的变频新风系统,本项目采用独立集中新风加风机盘管的空调末端方式,常规的新风系统是根据室内“可能出现”的最多人数进行“定量供应”,而在实际使用中,办公区域内大多数时间都未达到设计人数,存在了提供的新风量远大于实际的需求量。不但增加了输送能耗,也增加了新风制冷能耗。本项目采用专利技术<sup>[8]</sup>,通过对同一新风系统所负担各房间或区域内 CO<sub>2</sub> 浓度的测量,自动调节新风阀开度,调整送入房间的新风量,同时根据控制软件计算出系统所需新风量,控制集中新风机变频节能运行,控制原理及调节装置参见图 6,实现将新风由“定量供应”优化成“按需供应”,满足健康的同时降低了能耗。

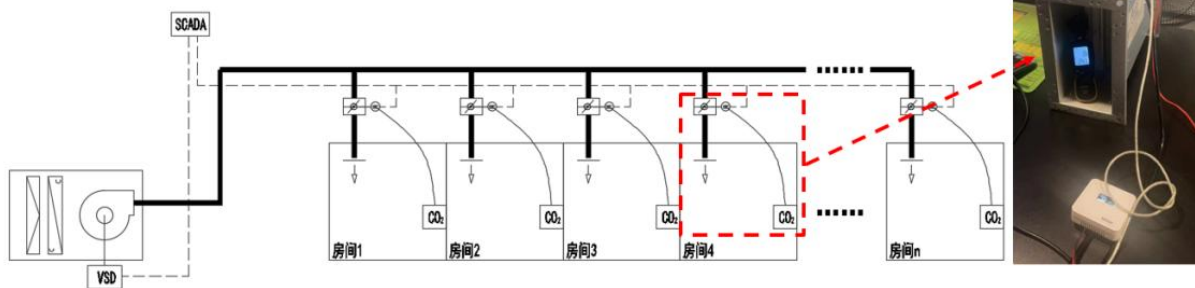


图 6 基于 CO<sub>2</sub> 浓度的变新风量系统及装置

Fig.6 Variable fresh air volume system and device based on carbon dioxide concentration

## 2.4 技术经济综合分析

该项目在设计阶段基于上述“降本增效”方案及策略的运用,对比其配置导致的初投资及制冷机

房能效的变化,参见表 8,为对比“增效”的价值,引入了“降本”(不增效)方案进行对比。

表 8 制冷机房选型方案及成本对比

Table 8 Selection Scheme and Cost Comparison of Refrigeration Station

项目	常规方案	成本 (万元)	“降本”方案	成本 (万元)	“降本增效”方案	成本 (万元)
冷水机组	2 台 1000RT 定频离心机组 COP: 6.3, IPLV: 6.2, 1 台 380RT 定频螺杆机组 COP: 5.8, IPLV: 6.3	200	2 台 850RT 定频离心机 组 COP: 6.3IPLV: 6.2, 1 台 280RT 定频螺杆机 组 COP: 5.8, IPLV: 6.3	175	2 台 850RT 变频直驱离心 机组 COP: 6.53, IPLV: 8.99, 1 台 280RT 变频螺 杆机组 COP: 6.01, IPLV: 8.16	200
冷冻水泵	3 台 (2 用 1 备) 变频端吸 离心泵, 流量: 510m <sup>3</sup> /h, 扬程: 32m, 功率: 75kW, 效率: 79%, 2 台 (1 用 1 备) 变频端吸离心泵, 流 量: 200m <sup>3</sup> /h, 扬程: 32m, 功率: 30kW, 效率: 76%	45	3 台 (2 用 1 备) 变频离 心泵, 流量: 460m <sup>3</sup> /h, 扬程: 32m, 功率: 55kW, 效率: 79%, 2 台 (1 用 1 备) 变频离心泵, 流量: 160m <sup>3</sup> /h, 扬程: 32m, 功率: 22kW, 效率: 76%	40	3 台 (2 用 1 备) 变频离心 泵, 流量: 460m <sup>3</sup> /h, 扬程: 25m, 功率: 45kW, 效率: 87.2%, 2 台 (1 用 1 备) 变频离心泵, 流量: 160m <sup>3</sup> /h, 扬程: 24m, 功 率: 15KW, 效率: 83.9%	35
冷却水泵	3 台 (2 用 1 备) 定频离心 泵, 流量: 800m <sup>3</sup> /h, 扬程: 30m, 功率: 110kW, 效率: 77%, 2 台 (1 用 1 备) 定 频离心泵, 流量: 300m <sup>3</sup> /h, 扬程: 30m, 功率: 30kW, 效率: 74%	65	3 台 (2 用 1 备) 定频离 心泵, 流量: 650m <sup>3</sup> /h, 扬程: 30m, 功率: 90kW, 效率: 77%, 2 台 (1 用 1 备) 定频离心泵, 流量: 200m <sup>3</sup> /h, 扬程: 30m, 功率: 22kW, 效率: 74%	52	3 台 (2 用 1 备) 定频离心 泵, 流量: 610m <sup>3</sup> /h, 扬程: 24m, 功率: 55kW, 效率: 87.9%, 2 台 (1 用 1 备) 定频离心泵, 流量: 205m <sup>3</sup> /h, 扬程: 22m, 功 率: 18.5kW, 效率: 85%	45
冷却塔	2 台 800 吨 横流冷却塔, 功率: 37.5kW, 1 台 300 吨 横流冷却塔, 功率: 11kW, 逼近度: 4 度, 风 机定频	100	2 台 650 吨 横流冷却塔, 功率: 25kW, 1 台 200 吨 横流冷却塔, 功率: 11kW, 逼近度: 4 度, 风机定频	85	5 台 350 吨 横流冷却塔, 功率: 11kW, 逼近度: 3.5 度, 风机变频	90
机房群控系统	人工设定开关机时间, 供 水温度。根据反馈信号进 行加减机调节	25	人工设定开关机时间, 供水温度。根据反馈信 号进行加减机调节	25	基于数据库学习及智能算 法进行供冷需求预测及品 能调节	30
管路系统	支管环路设置 2 级静态平 衡阀	25	支管环路设置 2 级静态 平衡阀	25	通过管网水力平衡分析, 取消平衡阀	0
与冷站 能效相 关的设 备	—	0	—	0	基于多点二氧化碳浓度的 变新风量装置及新风变风 量系统。水环路支干管温 差管理系统	30
制冷机 房	$\lambda=0.28$ $EER_p=4.3$	460	$\lambda=0.26$ $EER_p=4.4$	402	$\lambda=0.21$ $EER_p=5.89$	430

注: 制冷机房总造价包含冷站外的“增效能”设施费用。

对比常规方案, 通过“降本增效”优化后的不仅制冷机房全年预期能效有明显提升, 而且设备

初投资还有约 6% 的降低。对比“降本”方案, “增效”所带来的初投资增加也可控, 增幅约为 7%。



考虑项目投运后，入住率从 40%开始，逐年递增 10%到第六年开始，稳定在 90%。制冷机房的年电耗变化情况预测如图 7 所示。

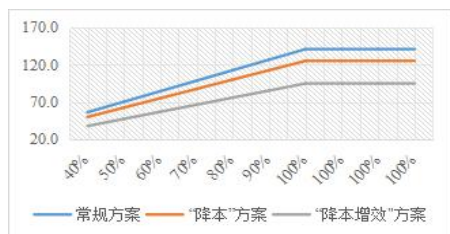


图 7 制冷机年运行预测能耗对比图  
Fig.7 Prediction of Annual Operation Energy Consumption of Refrigeration Station

按电价 1 元/kWh 计算，对比“降本”方案，“降本增效”方案静态投资回收期约为 2 年。投运 10 年节约总电量为 750 万 kWh，对比常规方案及“降本方案”的 1115 万 kWh 及 990 万 kWh，分别节约 50.7%及 33.9%。减少碳排放量分别为 334 吨及 223 吨。节能降碳预期效果明显。

以项目 100%入住率单位面积空调用电强度，对比来自上海及深圳同类型项目与 2020 年实测统计数据<sup>[2]</sup>以及四川大学敬丽君对夏热冬冷地区十五栋办公建筑调研数据<sup>[5]</sup>，得到对比如表 9 所示，本项目单位面积空调用电量强度预期较既有数据降低约 26-42%。

表 9 全年空调用电强度对比

Table 9 Comparison of Annual Air Conditioning Electricity Consumption Intensity

类型	本项目预计	上海政府办公	上海商业办公	深圳政府办公	深圳商业办公	夏热冬冷地区办公
全年空调用电强度 kW·h/ (m²·年)	19.04	32.88	32.6	31.52	32.84	25.77

注：1.本项目以空调制冷机房能耗占中央空调系统总能耗 60%<sup>[3]</sup>进行测算。

2.对比项目以中央空调能耗占办公建筑总能耗 40%<sup>[3]</sup>进行测算。

### 3 结论

(1) 为促进公共建筑节能减排，提升中央空调冷源系统能效，推动高效制冷机房的广泛运用，在设计阶段不能用传统“处方式”的思维单一提升设备能效，而应持有“降本增效”的设计理念，通过性能化的设计方法，进行全局系统性的分析，制定合理的技术措施，在高效设备选型中体现经济性。

(2) 通过“降本增效”设计优化，以本项目为例，制冷机房的初投资降低 6%，冷源能效提升 37%，效果显著，而“增效”带来的成本增量为 7%，更易于被建设方接纳，是推动高效机房被建设方认可并广泛运用的良好途径。

(3) 根据运行预测，该冷源系统在“降本增效”优化后的 10 年的能耗的总量下降约为 50%。空调用电强度均有明显降低约为 30%。冷源系统运行生命周期的社会及经济收益非常明显。

### 参考文献:

- [1] 国务院.国务院关于印发 2030 年前碳达峰行动方案的通知[EB/OL].
- [2] 清华大学建筑节能研究中心.中国建筑节能发展研究报告(2022)[M].北京:中国建筑工业出版社,2022:47-49,238-239.
- [3] T/CECS 1100-2022,高效空调制冷机房评价标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2022.
- [4] 冯闻.上海某办公建筑能耗影响因素探究以及节能分析[J].制冷与空调,2021,35(1):088-094.
- [5] 敬丽君.夏热冬冷地区办公建筑能耗指标特指研究[J].制冷与空调,2022,36(2):263-268.
- [6] 冯源.购物中心租区空调水系统现状分析及节能改造方案研究[J].制冷与空调,2022,36(3):449-454.
- [7] 冯源.一种中央空调水环路调节系统[P].中国专利:ZL 2021 2 3149023.3,2022-05-13.
- [8] 冯源.一种基于多点二氧化碳浓度探测的集中新风调控系统[P].中国专利:ZL 2022 2 2843077.8,2023-01-06.