

文章编号: 1671-6612 (2024) 03-394-05

某客运站中央空调高效机房设计与研究

刘 林

(中铁十一局集团有限公司 武汉 430000)

【摘 要】 中央空调系统在现代客运站的应用日益广泛, 成为确保乘客舒适度和站内环境质量的重要组成部分。然而, 随着客运站规模的扩大和功能的多样化, 传统的中央空调系统在能效和运行管理方面面临诸多挑战。旨在探讨客运站中央空调高效机房的设计与研究, 从系统设计和控制策略两个方面进行深入分析, 提出了一套切实可行的高效机房设计方案。研究表明, 通过科学地设计和优化可以显著提升系统的能效, 降低运行成本。

【关键词】 中央空调系统; 客运站; 高效机房; 系统设计; 控制策略
中图分类号 TU831.4 文献标志码 A

Design and Study of a Central Air-conditioning High-efficiency room in a Passenger Station

Liu Lin

(China Railway 11th Bureau Group Co., Wuhan, 430000)

【Abstract】 Central air-conditioning systems are increasingly being used in modern passenger terminals and have become an important part of ensuring passenger comfort and the quality of the station environment. However, with the expansion of passenger stations and the diversification of their functions, traditional central air-conditioning systems face many challenges in terms of energy efficiency and operation management. The purpose of this paper is to discuss the design and study of high-efficiency equipment rooms for central air conditioning in passenger terminals, and to make an in-depth analysis in terms of system design and control strategy, and to put forward a set of practicable high-efficiency equipment room design schemes. The results of the study show that the energy efficiency of the system can be significantly improved and the operating costs reduced through scientific design and optimisation.

【Keywords】 Central air-conditioning system; Passenger terminal; High-efficiency equipment rooms; System design; Control strategy

0 引言

随着城市化进程的不断推进, 公共交通系统的发展成为现代城市建设的关键环节之一。现代客运站作为城市交通的枢纽, 同时集购物、餐饮、休闲等功能于一体, 因此站内环境的舒适度直接关系到乘客的满意度和整体体验^[1]。

中央空调系统可以调节站内温度和湿度, 提供舒适的空气质量, 保障乘客和工作人员的舒适度和健康。然而, 在实际客运站的应用中, 由于空调系

统中能源管理系统不完善, 建筑运行数据仅通过运维人员手动记录, 且空调系统中设备的运行参数很大程度上依赖于运维人员的调试经验, 并没有形成完备的运维策略, 缺乏相应的数据分析及调控手段, 常常面临能耗高、管理难度大等问题^[2]。

客运站中央空调系统中制冷机房系统消耗占比最高, 占据整体能耗的 70%左右, 当前我国制冷机房能效比为 2.5~3.0 左右, 相对于国外发达国家的 4.0 左右能效比仍然有较大差距^[3]。为此在 2019

年 6 月，国家发展和改革委员会等七部委联合印发实施《绿色高效制冷行动方案》，提出“到 2030 年，大型公共建筑制冷能效提升 30%，制冷总体能效水平提升 25%以上”的要求，为社会各领域提供了明确的能源政策导向^[4]。

综上所述，空调系统机房能否实现节能运行关系到整个车站的运维成本。因此，设计一个高效、节能的中央空调系统，不仅是提升客运站服务质量和运行效率的必要措施，也是实现节能环保、促进可持续发展的重要途径^[5]。本文以某大型客运站为例，通过对中央空调系统的设计与优化，探索实现高效运行的具体方法和措施，为类似工程项目提供理论支持和实践指导，推动中央空调系统在公共交通设施中的高效应用。

1 工程概述

该客运站位于重庆市，总建筑面积为 122.28 万 m²，站场规模为 15 台 29 线，最高可聚集人数 15000 人。客运站站房及配套综合交通枢纽主体工程共分为上下 8 层。其中，高架桥以上的 3 层包括站台层、高架候车层和旅服层，为旅客提供候车和服务空间；站场桥下空间的 5 层包括出站及快速进站层、城市通廊综合换乘层、轨道交通站厅换乘层、轨道交通 8 号线及 24 号线站台层、轨道交通 6 号线及 27 号线站台层。



图 1 某客运站外观实景

Fig.1 Exterior view of a passenger station

2 机房设计

2.1 负荷分布

除了站台层、站厅层和旅客服务层外，车站内还包含值班室、办公室、监控室、启动控制柜室以

及信息设备间，各房间内空调设计参数如表 1 所示。

表 1 室内设计参数

Table 1 Interior design parameters

房间名称	温度 (°C)	相对湿度 (%)
站台层、站厅层、旅服层	26-28	≤70
值班室、办公室、监控室	26-28	≤70
启动控制柜室	≤28	≤70
信息设备间	18-28	35-75

客运站夏季供冷区域包含铁路站房（站台层、站厅层、旅服层、值班室、办公室以及监控室）、客运站东北楼、客运站西北楼三个主要服务区域，使用能耗仿真软件构建车站负荷模型，模拟出 6 月 1 日至 10 月 15 日共 3288h 的冷负荷变化情况，变化趋势如图 1 所示。可以看出客运站冷负荷最大需求为 45811kW，同时整理出上述三个服务区域的最大负荷需求，如表 2 所示。

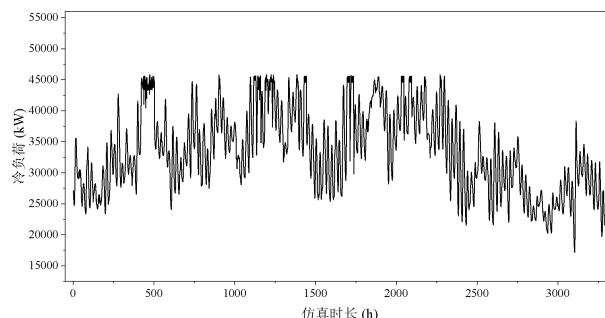


图 2 冷负荷变化趋势

Fig.2 The variation trends of cooling load

表 2 各服务区负荷需求

Table 2 Load requirements for each service area

服务区域	负荷需求 (kW)
铁路站房	31098
客运站东北楼	5965
客运站西北楼	8747
合计	45811

2.2 设备选型

为了满足室内供冷需求，客运站配备铁路能源站对室内提供冷量。空调系统冷源设置 6 台制冷量为 7358kW 的离心式水冷冷水机组，冷冻水泵、冷却水泵、冷却塔分别与冷水机组一一对应，互为备用，其中冷冻水泵和冷却水泵采用卧式双吸离心水泵，均配备水泵变频器，冷却塔采用超低噪音横流

式冷却塔。空调冷冻水系统采用大温差供水，供、回水温度分别为 32℃ 和 37℃。空调系统各设备运行参数如表 3 所示。

表 3 主要设备参数

Table 3 Main equipment parameters

设备名称	设备数量	额定制冷量 (kW/台)	额定功率 (kW/台)	额定扬程(mH ₂ O)	额定流量 (m ³ /h)
离心式水冷冷水机组	6	7358	1295	—	—
冷冻水泵	6	—	90	21	1000
冷却水泵	6	—	220	36	1650
冷却塔	12	—	37	6.6	950

该客运站中央空调系统机房水系统原理图如图 3 所示。

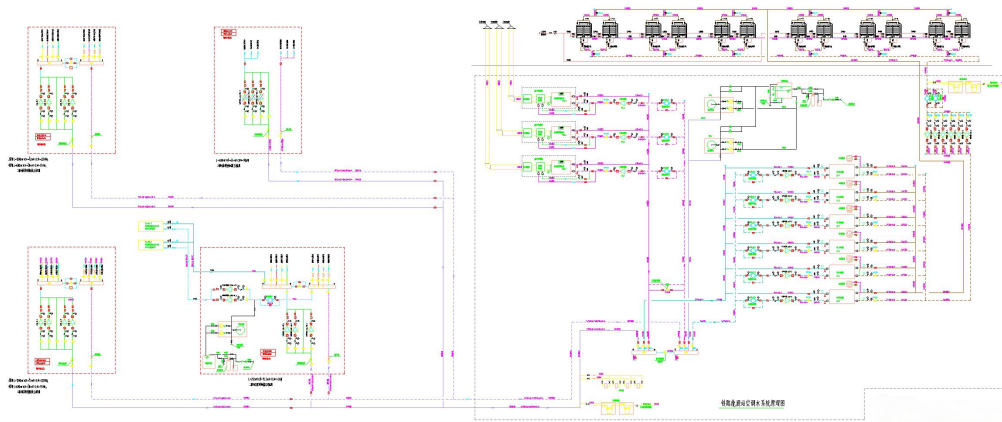


图 3 机房水系统原理图

Fig.3 The water system schematic of equipment room

3 控制策略

中央空调水系统主要有两种运行方式，定流量运行以及变流量运行。定流量系统是指在空调运行期间保持供回水管内的流量恒定，通过供回水温差值反映建筑负荷的变化，但是系统设备多是按照满载工况下选择，水泵长时间保持满载运转导致“大流量，小温差运行”，引起极大的能源浪费^[6]。变流量系统是通过调整水流量满足建筑负荷需求，多是在末端或者供回水侧设置旁通阀，通过过水量实现变流量运行，但是实际水泵输送的水量以及功耗仍然是定值，并不能达到节约能耗的目的；此外运维人员根据负荷需求人为增减水泵运行台数以实现水量变化或者通过调节阀门开度实现变水量运行，但是很大程度上依赖于工人师傅的经验^[7]。

近年来，随着水泵变频技术的发展，高效中央空调系统机房的设计和应用成为可能。该技术可以根据实际负荷需求动态调整水泵运行频率以及系统流量，避免设备频繁启停，降低能耗。机组群控

通过实时监测负荷需求，动态调节主机的运行台数，使主机的最佳运行状态点维持在较高的范围内，提高运行效率。水泵变频器可以改变水泵的工作电压或者工作电流，从而改变水泵的转速，实现水系统的变流量运转。当改变水泵频率，且系统运行工况点的物理量满足相似定律时，泵频与水泵水量、扬程以及功耗满足下述关系^[8]：

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \tag{1}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \tag{2}$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \tag{3}$$

式中： Q_1 和 Q_2 分别为泵频 n_1 和 n_2 时的运行水量，m³/h； H_1 和 H_2 分别为泵频 n_1 和 n_2 时的运行扬程，mH₂O； P_1 和 P_2 分别为泵频为 n_1 和 n_2 时的运行能耗，kW。可以看出当负荷较低需要降低

运行水量时，通过降低运行频率即可满足要求，且运行功耗也可得到有效降低。

水泵变频控制方式主要有温差变频与压差变频策略两种模式，定温差控制是以供回水的温差作为控制器的输入信号，与系统设定的温差值进行比较，以此通过变频器调整水泵频率实现水量变化^[9]。定压差控制是以供回水管路的压差值作为控制器的输入信号，与系统设定的压差值进行比较，通过变频控制器调整水泵频率。上述两种方式的控制逻辑如图 4 所示。本研究主要对冷冻水系统以及冷却水系统实施定温差变流量控制，其中冷冻水系统温差设定值为 7℃，冷却水系统温差设定值为 5℃。

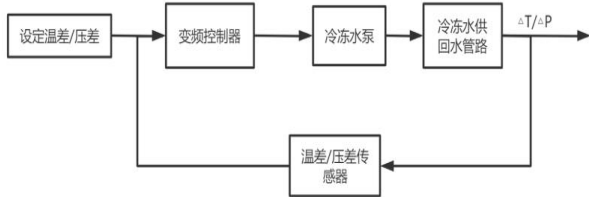


图 4 变流量控制流程

Fig.4 The control process of variable flow

4 节能性分析

为了验证该控制策略的可行性，对系统中各设备运行能耗进行计算。其中冷水机组、冷冻水泵、冷却水泵以及冷却塔均按照设计最大台数运行。

4.1 冷水机组

根据主机运行性能曲线，计算出单台主机 COP 随负载率的变化如图 5 所示。结合负荷需求，单台主机每小时承担的制冷量可以按照公式 (4) 表示，则单台主机的运行功率可以按照公式 (5) 表示，主机运行总功率可以按照公式 (6) 表示。

$$Q = \frac{Q_{load}}{6} \quad (4)$$

$$P_{ch} = \frac{Q}{COP} \quad (5)$$

$$P_{cht} = P_{ch} \times 6 \quad (6)$$

式中： Q_{load} 即为负荷需求，kW； Q 为单台主机需要承担的制冷量，kW； P_{ch} 为单台主机运行能耗，kW； P_{cht} 为主机运行总能耗，kW。

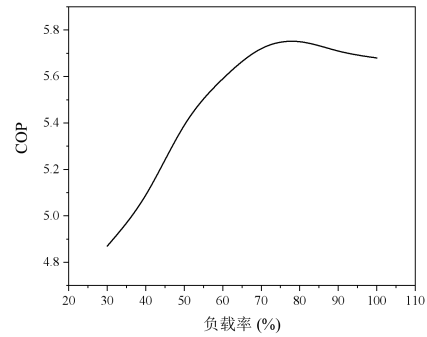


图 5 主机 COP 随负载率的变化

Fig.5 Variation of chiller COP with load factor

4.2 冷冻/却水泵

根据水泵的性能曲线，计算出冷冻水泵及冷却水泵的泵频与流量和功率的关系，如图 6 和图 7 所示。结合负荷需求，单台水泵每小时承担的水量可以按照公式 (7) 表示，则单台水泵的运行频率可以按照公式 (8) 表示，单台水泵的运行功率可以按照公式 (9)，最终水泵运行总功率可以按照公式 (10) 计算。

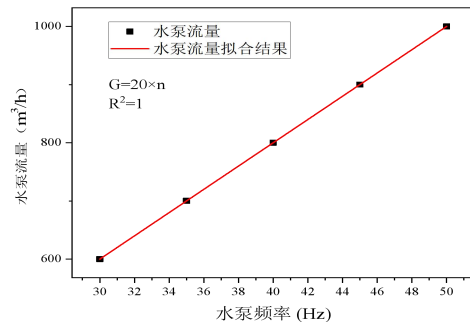
$$G = \frac{Q_{load} \times 3.6}{c \times \Delta t} \quad (7)$$

$$n = \frac{G}{a} \quad (8)$$

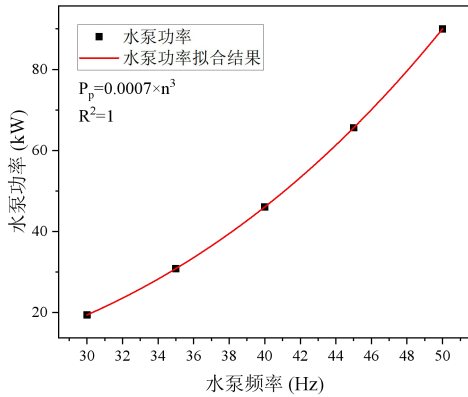
$$P_p = b \times n^3 \quad (9)$$

$$P_{pt} = P_p \times 6 \quad (10)$$

式中： G 为单台水泵承担的水量， m^3/h ； c 为水的比热容， $4.19kJ/(kg \cdot t)$ ； Δt 为冷冻水和冷却水系统的温差设定值，其中冷冻水系统为 7℃，冷却水系统为 5℃； n 为水泵频率，Hz； a 为水泵流量系数，其中冷冻水泵为 20，冷却水泵为 33； P_p 为单台水泵的运行功率，kW； b 为水泵能耗系数，其中冷冻水泵为 0.0007，冷却水泵为 0.0018； P_{pt} 为水泵运行总功率，kW。



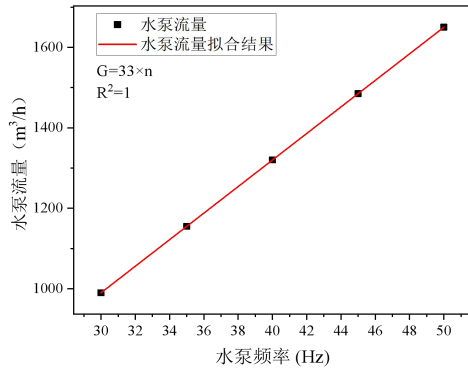
(a) 泵频与流量的关系



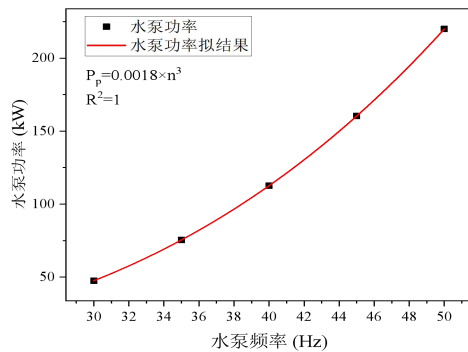
(b) 泵频与功率的关系

图 6 冷冻水泵性能曲线

Fig.6 The performance curve of chilled water pump



(a) 泵频与流量的关系



(b) 泵频与功率的关系

图 7 冷却水泵性能曲线

Fig.7 The performance curve of cooling water pump

4.3 冷却塔

冷却塔每小时运行功率可以按照公式 (11) 表示。

$$P_{ct} = P_c \times 12 \quad (11)$$

式中： P_{ct} 为冷却塔运行总功率，kW； P_c 为单台冷却塔运行功率，kW。

4.4 能耗计算

结合上述设备能耗模型，计算出优化前、后的机房运行能耗，如图 8 所示，其中优化前冷冻水泵和冷却水泵均按照满载工况运行。可以看出对冷冻水泵和冷却水泵实施定温差变频控制后，机房运行总能耗有明显降低，全年节能量为 426 万 kWh 左右，节能率为 15.7%。此外，按照公式 (12) 计算出优化前、后机房全年能效比 EER_a ，其中优化前机房全年能效比在 4.09 左右，优化后机房全年能效比在 4.85 左右，根据《高效空调制冷机房评价标准》T/CECS 1100-2022 评判出优化前能效等级不足三级，优化后能效等级在二级和三级之间^[10]，节能效果显著。

$$EER_a = \frac{Q_a}{P_{chta} + P_{pta} + P_{cta}} \quad (12)$$

式中： EER_a 即为全年机房能效比； Q_a 为全年制冷量，kWh； P_{chta} 为全年主机能耗，kWh； P_{pta} 为全年冷冻水泵及冷却水泵运行能耗，kWh； P_{cta} 为冷却塔全年运行能耗，kWh。

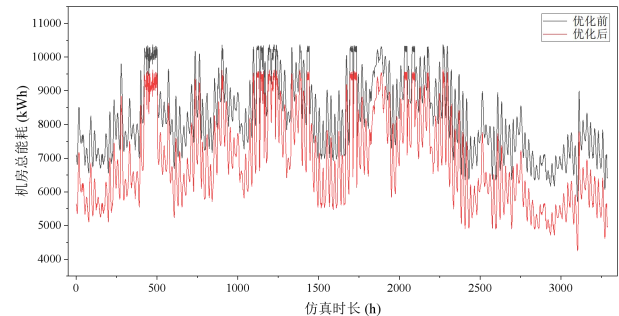


图 8 优化前后机房总能耗

Fig.8 Total energy consumption in the equipment room before and after optimisation

5 总结

本研究以某客运站制冷机房为研究对象，从机房设计和控制策略层面进行节能性分析，验证控制方案的可行性，主要结论如下：

(1) 根据客运站各区域室内设计参数模拟出全年制冷季的负荷变化趋势，判定出客运站冷负荷最大需求为 45811kW，并在该制冷需求的基础上对冷水机组、冷冻水泵、冷却水泵以及冷却塔进行选型。

(下转第 415 页)

析,计算出卷烟厂年产值综合能耗偏高,评分效果不佳,说明卷烟厂有必要实施节能改造。

(2)对中央空调系统各设备的运行数据分析,发现夏季运行工况下冷水机组并不在高效区间内运行,且每台主机的供水温度设定值不同,有一定的冷、热混合损失;而水泵无法根据负荷变化进行水量调节,造成运行状态点不佳,导致水泵运行效率低下。而冬季车间内仍有供冷需求,但是并没有利用室外冷源直接对车间进行降温,造成能源浪费。

(3)夏季制冷工况下,将冷水机组开启台数从2台增加至3台,主机可以降低4%左右的空调能耗。水泵开启台数同样从2台增加至3台,能耗可降低50%左右。而冬季制冷时可直接使用新风机将室外新风引入室内,充分利用室外冷源,该措施可以节省40%左右的电耗。整体而言,该节能策略下卷烟厂中央空调系统全年可节省684200kWh的电耗,全年整体节能率在28%左右,节能空间较高。

参考文献:

[1] 乔振勇,张展豪,张红,等.某卷烟厂生产车间环控和动力系统节能潜力分析[J].建筑节能,2020,48(7):150-155.

- [2] 北京广元科技有限公司.能源管理在烟草行业的重要性及建设意义[Z].2022:2023.
- [3] 国家烟草局.烟草局印发烟草行业“十三五”节能减排工作方案[Z].2016:2023.
- [4] 姚如生,施斐炯.宁波卷烟厂空调系统节能分析[J].机电工程技术,2019,48(5):290-293.
- [5] 陈璐瑶,曹子涵,罗军,等.某烟厂储丝车间空调系统能耗预测研究[J].制冷与空调,2022,22(8):22-25.
- [6] 杜强.卷烟厂空调系统控制与节能研究[J].研究与探索,2022,(22):140-142.
- [7] 陈辉.卷烟厂空调系统节能降耗研究与实践[J].能源与环境工程,2022,19(19):101-103.
- [8] 陶竟立,朱颖骁,晏吉王嵘.卷烟厂新风独立处理系统的设计与节能效果分析[J].电力工程技术,2022,(6):95-98.
- [9] TC/T 280-2008,烟草工业企业能源消耗[S].北京:国家烟草专卖局,2008.
- [10] YC/T 199-2011,卷烟企业清洁生产评价准则[S].北京:国家烟草专卖局,2011.
- [11] 张小芬,郜义军,李先庭,等.卷烟厂空调系统及节能研究现状[J].暖通空调,2011,41(11):107-113.
- [12] T/CECS 1100-2022,高效空调制冷机房评价标准[S].北京:建科环能科技有限公司,2022.

(上接第398页)

(2)为了满足供需匹配,实现负荷需求与水量的实时变化,本文冷冻水系统和冷却水系统均采用定温差控制策略,其中冷冻水系统温差设定值为7℃,冷却水系统温差设定值为5℃。

(3)基于设备性能曲线,得出冷水机组、水泵以及冷却塔的能耗模型,对优化前及优化后的机房运行能耗进行计算,最终结果表明,采用该控制策略全年节能量为426万kWh左右,节能率为15.7%,机房全年能效比从4.09升高至4.85左右,节能效果显著。

参考文献:

[1] 王伟东.某工厂冷却工艺用中央空调高效机房方案选型设计[J].设计与工艺.2021,1(25):41-43.

[2] 刘守亚,袁中原,高波,等.基于决策树算法的冷冻水系统优化运行研究[J].制冷与空调.2024,38(2):155-160.

- [3] 杨仕成.中央空调冷冻机房节能控制系统设计[D].淮南:安徽理工大学,2018.
- [4] 刘芳.高效冷热源机房在大型综合医院项目中的应用[J].江苏建筑,1(2):79-82.
- [5] 曹陌阡.基于中央空调能源管理系统的空调冷冻站节能设计与研究[D].济南:山东建筑大学,2020.
- [6] 张帆.中央空调的负荷预测及冷冻水系统优化控制研究[D].北京:北京建筑大学,2019.
- [7] 曲继晓.基于负荷预测的变流量空调系统节能研究[D].济南:山东建筑大学,2017.
- [8] 付祥钊.流体输配管网(第四版)[M].北京:中国建筑工业出版社,2018.
- [9] 陈隽峰.基于变流量控制的中央空调水系统节能优化及水力工况研究[D].重庆:西南大学,2020.
- [10] T/CECS 1100-2022,高效空调制冷机房评价标准[S].北京:建科环能科技有限公司,2022.