

文章编号: 1671-6612 (2022) 02-189-07

风冷热泵-水冷机组双冷源系统运行优化方法研究

赵廷方¹ 邓勤犁^{1,2} 单晓芳^{1,2} 任志刚^{1,2}

(1. 武汉理工大学土木工程与建筑学院 武汉 430070;

2. 武汉理工大学三亚科教创新园 三亚 572000)

【摘要】 针对空调双冷源系统提出一种运行优化方法,以提高冷源系统整体能效比。该方法以系统初始运行方案为基础,依次进行方案优化和参数优化:根据风冷热泵、水冷机组的启停顺序,冷冻水泵是否变频,进行方案优化;参数优化是以冷源系统整体能效比为优化目标,采用 BP 网络耦合粒子群优化算法(PSO),寻找最佳能效比对应下的运行参数。结果表明:初始运行下冷源浪费能量较多,系统 COP 较低,仅为 3.32;方案优化后,水泵、风机等辅助设备能耗降低幅度超过 50%,系统能效比显著升高(系统 COP=3.85);参数优化后,水冷机组能耗略有升高,其他设备能耗均进一步降低,系统 COP 升至 4.20。

【关键词】 双冷源系统;多目标优化;BP 网络;粒子群算法

中图分类号 TB65 文献标识码 A

Study on Operation Optimization Method of Dual Cooling System of Air Source Heat Pump-Compression Chiller

Zhao Tingfang¹ Deng Qinli^{1,2} Shan Xiaofang^{1,2} Ren ZhiGang^{1,2}

(1.College of civil engineering and architecture, Wuhan University of Technology, Wuhan, 430070;

2.Sanya Science and Education Innovation Park, Wuhan University of Technology, Sanya, 572000)

【Abstract】 Aiming at the problems of unreasonable operation scheme and inappropriate setting of operation parameters of dual cooling system, this paper presents an operation optimization method to improve the operation efficiency of dual cooling system. Based on the initial operation scheme of the system, the scheme optimization and parameter optimization are carried out in turn: according to working sequence of air source heat pump and compression chiller with variable frequency chilled water pump, the scheme optimization is proposed; Parameter optimization takes the coefficient of performance of district cooling system as the goal, BP network coupled particle swarm optimization (PSO) is used to find preferred operating parameters corresponding to the best coefficient of performance(COP). It is found that under initial operation, the central plants consume the most energy, and the system coefficient of performance(COP) is low(3.32); After scheme optimization, the energy consumption of auxiliary equipment such as water pump and fan decreases by more than 50%, the system energy efficiency ratio increases significantly (COP=3.85); After parameter optimization, the energy consumption of compression chiller increases slightly, the total energy consumption of other equipment is further reduced, and the system COP rises to 4.20.

【Keywords】 Dual cooling system; Multi objective optimization; BP network; Particle Swarm Optimization

基金项目: 十三五重点研发子课题—村镇低成本清洁能源供暖及蓄热技术研究(2018YFD1100700);

武汉理工大学三亚科教园开放基金—基于 VEM 与 CFD 耦合的船舶通风及能耗研究(2020KF009)

作者简介: 赵廷方(1997.6-), 男, 在读硕士研究生, E-mail: 1694683022@qq.com

通讯作者: 邓勤犁(1985.9-), 男, 副教授, E-mail: deng4213@whut.edu.cn

收稿日期: 2021-07-27

0 引言

空调系统在为人们提供舒适、健康的室内环境的同时,也消耗着大量的能源。据统计,中央空调能耗占公共建筑总能耗的 30%~50%,其中冷源系统能耗则占中央空调能耗的 50%以上^[1]。为降低冷源系统能耗,一方面减少能耗需求,另一方面提高清洁及可再生能源在建筑中的使用比重。风冷热泵作为一种安装方便、初投资小且运行效率高的空调形式,受到人们的广泛关注。

风冷热泵与其他热源(如地源热泵、太阳能系统)耦合供暖是目前的研究热点。Scrapa^[2]比较直膨式太阳能联合风冷热泵系统和传统的太阳能平板集热器系统的性能,得出双热源系统要比单热源系统热效率更高;PARDO^[3]研究得出风冷热泵、地源热泵以及储热器的耦合系统,其能耗只占单纯采用风冷热泵的 60%;顾娟^[4]在不同控制策略(时间控制、温度控制、温差控制)下,分析夏热冬冷地区地源与风冷热泵联合空调系统的性能,得出优先运行 3h、室外空气干球温度为 33℃、温差为 5℃ 时的策略是最优的系统控制策略。现有研究对夏季持续时间久、需要持续性供冷的风冷热泵与水冷机组联合供冷的方面资料较少。

对于多冷源系统,设备间的运行是相互耦合且彼此影响联系的,同种负荷需求下,系统可以有多种运行模式来满足,找到最佳的运行模式使系统能效最高,是节能优化的关键^[5]。故本文从实际案例出发,以武汉某公共建筑双冷源系统为对象提出一种优化控制方法,该方法以初始运行为基础,依次进行方案优化和参数优化,以提高冷源系统整体能效比。

1 计算方法

1.1 功率模型

1.1.1 水冷机组功率模型

Type225 模拟变频水冷机组,使用半经验模型用于计算部分负荷下水冷机组的输入功率,该模型高精度地考虑了实际运行条件^[6]。水冷机组的实际输入功率计算式如下:

$$P_{water} = f(r_{eva}, r_{con}, T_{lo}, T_{si}, PLR) = W_{water,o} \times R_T \times R_{Flow} \times R_{PLR} \quad (1)$$

根据 DOE-2 模型,部分负荷率 PLR 由式得:

$$PLR = \frac{CAP}{CAP_0} \quad (2)$$

参考刘金平等人的研究结论^[7]结合机组实际变工况性能参数,按照夏季冷冻水温度每升高 1K,机组功率降低 2.5%,则温度修正系数由式(3)得出:

$$R_T = 1 - 2.5\% \times (T_{lo} - T_{lo,o}) \quad (3)$$

式中, $T_{lo,o} = 280.15K$ 。

根据机组样本可以得到流量修正系数公式:

$$R_{Flow} = 0.9743 + 0.0252 \times r_{con} + 0.0011 \times r_{con}^2 \quad (4)$$

部分负荷修正系数 R_{PLR} 由经验公式确定:

$$R_{PLR} = A + B \times PLR + C \times PLR^2 \quad (5)$$

式中, A、B、C 是拟合系数,分别为 0.2726、-0.08413、0.81029。

1.1.2 风冷热泵功率模型

风冷热泵机组使用 Type655 模块模拟,运行参数的确定由外部输入文件确定,包括部分负荷数据文件和额定负荷数据文件,均采用 TRNSYS 默认文件。其中额定负荷数据文件提供实时制冷量与额定制冷量比值 ($Capacity_{ratio}$) 以及实时 cop 与额定 cop 比值 (cop_{ratio}) 随机组出口温度和空气干球温度的变化曲线。额定工况制冷量及额定工况 cop 由选定的热泵机组提供。该模块根据设定的出水温度和空气干球温度调用动态数据程序,获取 cop_{ratio} 和 $Capacity_{ratio}$, 通过公式(6)和(7)计算实时工况下的制冷量和 COP。

$$cop_{current} = cop_{rated} \times cop_{ratio} \quad (6)$$

$$Capacity = Capacity_{rated} + Capacity_{ratio} \quad (7)$$

当风冷热泵未在额定负荷下运行时,则需要使用部分负荷率 (PLR) 及能耗与额定功率比值 (FFLP),两者之间的关系由部分负荷数据文件提供,算式如下:

$$PLR = \frac{Q_{load}}{Capacity} \quad (8)$$

式中: Q_{load} 为实时冷负荷 (已知), kW。

风冷热泵的实际输入功率由式 (9) 确定:

$$P_{air} = \frac{Capacity}{COP_{current}} FFLP \quad (9)$$

1.1.3 系统能耗模型

系统整体的性能系数由方程 (10) 计算得到:

$$COP_{system} = \frac{\sum_{time} Q_{load}}{\sum_{time} W_{total}} \quad (10)$$

式中: Q_{load} 为实时冷负荷 (已知); W_{total} 为总输入功率, 包括各台机组、水泵和冷却塔的输入功率之和。

1.2 冷源系统参数优化方法

1.2.1 拉丁超立方抽样

由 Mckay 等人提出的拉丁超立方抽样方法 (LHS) 是一种运用在抽样实验中的方法^[8], 其想要实现的目标是在工作区内部抽取一组样本点, 使得该样本点可以均匀的分布在实验区域中。抽样方法抽取的样本都是具有典型性的样本, 减少了重复的没有意义的劳动。

该实验假定输入点 $x = (x^1, \dots, x^s) \in C^s$ 和输出值 y 有明确的关系 $y = f(x)$ 。设定试验区大小为单位立方体 $C^s = [0,1]^s$, 则 y 在其上的总均值为:

$$E(y) = \int_{C^s} f(x^1, \dots, x^s) dx^1, \dots, dx^s$$

输出变量 y 在所试验点上的均值为:

$$\bar{y}(D_n) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n f(x_i)$$

式中, $D_n = \{x_1, \dots, x_n\}$ 代表 n 个点的一个设计。

1.2.2 BP 耦合粒子群算法

图 1 是利用 BP 网络耦合粒子群算法进行参数寻优的程序图。将抽样得到的样本输入 BP 网络, 建立合适的 BPNN 模型; 再用粒子群算法调用 BPNN 模型, 经过个体和群体历史最优位置更新、粒子的速度和位置更新之后, 判断其是否满足最优解条件, 若不满足, 则继续循环; 若满足, 则终止

运行, 输出最优解以及其对应的参数组合。

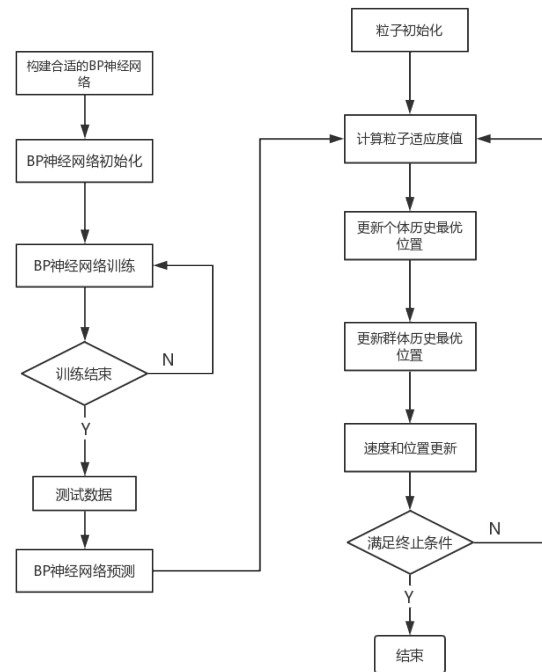


图 1 BPNN 与粒子群算法耦合程序图

Fig.1 Program diagram of BPNN and particle swarm optimization

1.3 空调冷源系统运行优化方法

以初始运行方案为基础, 空调冷源系统运行优化方法如图 2 所示。

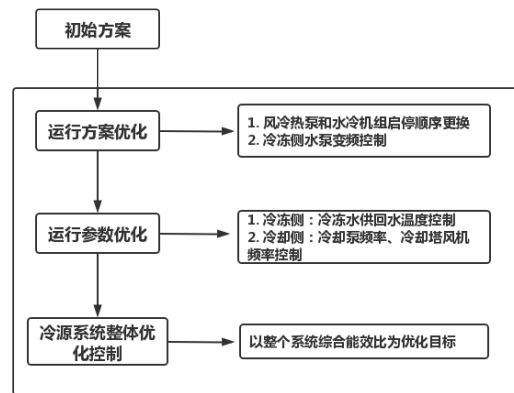


图 2 空调冷源系统运行优化方法

Fig.2 Optimal control method of air conditioning cold source system

2 基于 TRNSYS 的冷源系统模型及优化

2.1 研究对象

本文以武汉某公共建筑中央空调多冷源系统为研究对象, 该多冷源系统有水冷和风冷两组冷源

系统，水冷侧系统主要由 2 台水冷机组、2 台冷冻泵、1 台冷却塔和 2 台冷却泵组成；风冷侧系统主要由 2 台风冷热泵和 2 台冷冻泵组成。该系统在冬

季使用风冷热泵供暖，夏季以水冷机组为主、风冷热泵为辅联合供冷，系统原理如图 3 所示。表 1 给出主要设备参数表。

表 1 空调冷源系统设备参数

Table 1 Equipment parameters of air conditioning cold source system

名称	数量	编号	参数	备注
水冷机组	2	水冷-1、水冷-2	制冷量 1686kW，功率 366kW	
冷冻泵-水冷侧	2	#1、#2	流量 275m³/h，功率 45kW	额定工况
冷却泵-水冷侧	2	#5、#6	流量 330m³/h，功率 40kW	额定工况
冷却塔	1	—	风机功率 15kW，风量 250000m³/h	额定工况
风冷热泵	2	风冷-1、风冷-2	制冷量 1295kW，功率 431kW	
冷冻泵-风冷侧	2	#3、#4	流量 225m³/h，功率 43kW	额定工况

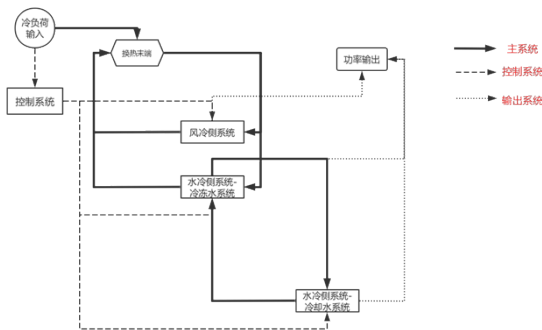


图 3 空调冷源系统原理图

Fig.3 Schematic diagram of air conditioning cold source system

2.2 运行方案优化

在初始运行基础上，进行方案优化（见表 2）：一方面改变水冷机组与风冷热泵的启停顺序，另一方面对四台冷冻泵采取定温差控制。通过修改机组群控策略，根据部分负荷信号的递增，优先开启风冷热泵，部分负荷信号超过风冷热泵总额定制冷量的 90%时，开启水冷机组补充冷量；修改冷冻泵控制策略，通过控制供回水温差来控制输送流量，根据负荷信号及设定温差信号计算水泵所需流量，然后把该流量输入冷冻泵变频控制器，经过分析计算得到各冷冻泵频率信号，从而实现对冷冻泵的变频控制。

表 2 运行方案对比

Table 2 Comparison of operation schemes

负荷区间 (q)	初始运行	方案优化
$\leq Q_1 \times 0.1$	系统关闭	系统关闭
$Q_1 \times 0.1 \sim Q_1 \times 0.9$	开水冷-1、水泵#1 和#5、冷却塔	开风冷-1 和水泵#3
$Q_1 \times 0.9 \sim 2Q_1 \times 0.9$	开水冷-1、2，水泵根据流量信号判断是否开启#2 与#6	开风冷-1、2，水泵根据流量信号判断是否开启#4
$2Q_1 \times 0.9 \sim (2Q_1 + Q_2) \times 0.9$	开水冷-1、2 和风冷-1，水冷侧水泵全开，风冷侧开#3	开风冷-1、2 和水冷-1，风冷侧水泵全开，水冷侧开#1 和#5、冷却塔
$(2Q_1 + Q_2 \times 0.9) \sim (2Q_1 + 2Q_2) \times 0.9$	开水冷-1、2 和风冷-1、2，水冷侧水泵全开，风冷侧泵根据流量信号判断是否开启#4	开风冷-1、2 和水冷-1、2，风冷侧水泵全开，水冷侧泵根据流量信号判断是否开启#2 和#6

注 Q_1 ：水冷机组额定制冷量； Q_2 ：风冷热泵额定制冷量（优化方案下 Q_1 和 Q_2 互换）

根据流程图与运行方案建立多冷源系统的 TRNSYS 仿真平台，如图 4 所示。整个模型应用的模块如表 3 所示。TRNSYS 模块之间通过线连接，实现信号、能量、物质的传递。通过机组群控对水

冷机组和风冷热泵进行启停控制；冷冻侧控制系统根据流量信号控制各水泵的启停，改进后则控制供回水温差来控制变频水泵的流量；冷却侧控制系统综合考虑部分负荷信号和流量信号对冷却泵、冷却

塔风机的启停进行控制。

表 3 多冷源空调系统模型部件列表

Table 3 List of model components of multi cooling source air conditioning system

模块名称	模型说明
Type9e	冷负荷输入
Type682	换热末端
Type655	风冷热泵
Type225	变频水冷机组
Type110	水泵
Type51b	横流式冷却塔
Equ1	机组群控
Equ2	冷冻侧控制器
Equ3	冷却侧控制器

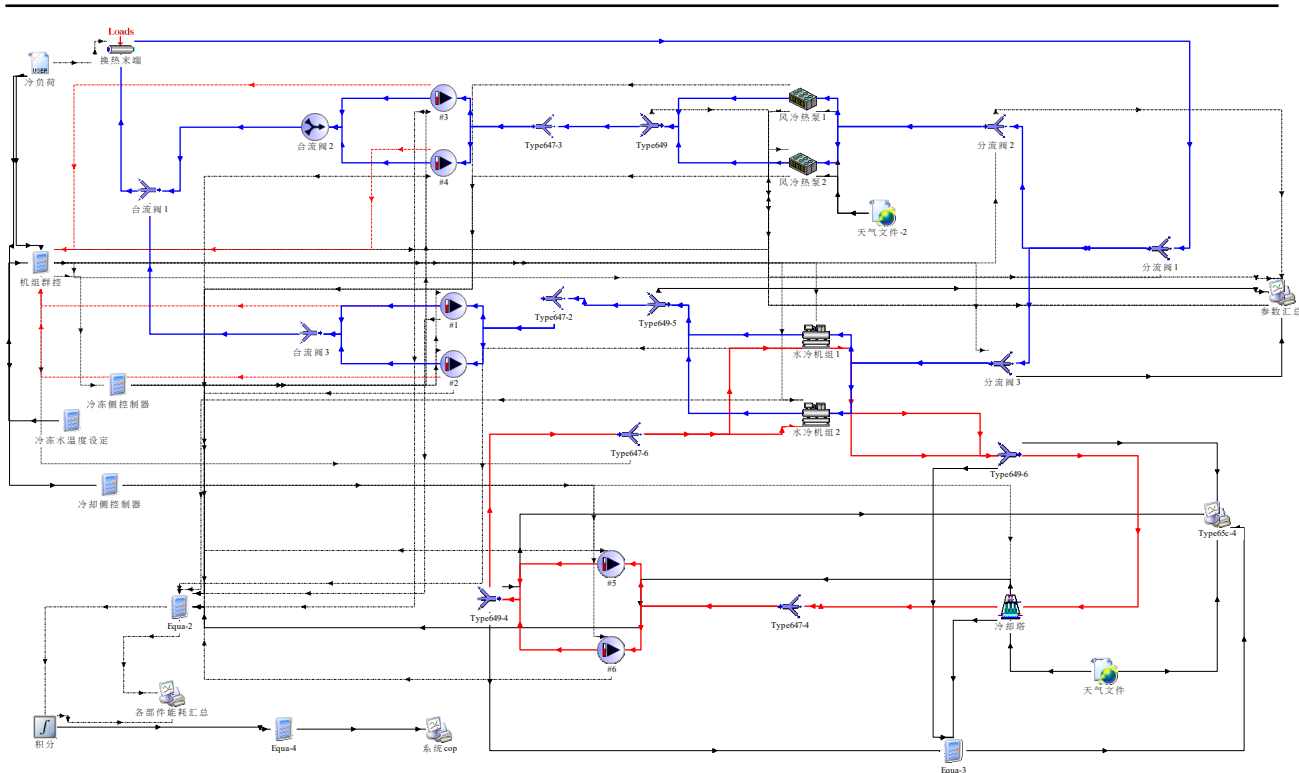


图 4 双冷源系统 TRNSYS 仿真平台

Fig.4 TRNSYS simulation model of air conditioning cold source system

2.3 运行参数优化

表 4 参数优化范围

Table 4 Parameter optimization range

优化参数	阶段 1 供水温度/°C	阶段 2 供水温度/°C	冷冻水回水温度/°C	冷却泵频率/Hz	冷却塔风机频率/Hz
变化区间	3~10	3~10	11~15	25~50	25~50

注: 阶段 1 供水温度: 仅有风冷侧系统制冷时的冷冻水供水温度; 阶段 2 供水温度: 风冷侧和水冷侧系统联合供冷时的冷冻水供水温度。

在方案优化基础上进行参数优化, 本文根据冷源系统特点, 选取 3 个温度、2 个频率作为待优化参数, 表 4 给出待优化参数的范围。

3 结果与分析

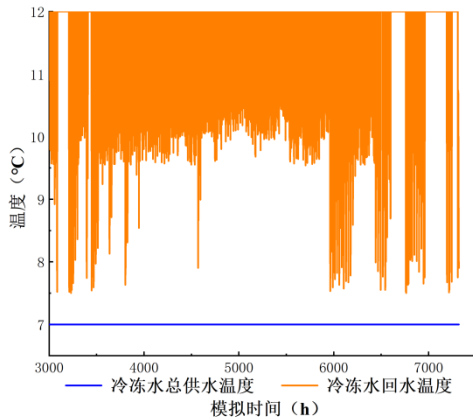


图 5 基本策略下负荷侧供回水温度

Fig.5 Temperature of chilled water supply and return water at load side under basic control

考虑到该冷源系统冷冻水泵较多且功率较大, 图 5 给出基本策略下负荷侧供回水温度。整个制冷季节冷冻水平均环路温差为 3.22°C, 可见制冷季的大部分时间, 冷源系统运行在大流量、小温差的运行工况下, 使得大量水泵功率浪费, 因此通过不同优化对水泵节能有着重大意义。

表 5 不同控制下运行参数和系统 COP

Table 5 Operating parameters and COP of system under different control

参数	基本控制策略	方案优化后	参数优化后
阶段 1 供水温度 (°C)	7	7	8.87
阶段 2 供水温度 (°C)	7	7	9.46
冷冻水回水温度 (°C)	10.22	12	14.88
冷却泵频率 (Hz)	50	50	31.88
冷却塔风机频率 (Hz)	50	50	37.92
系统 COP	3.32	3.85	4.18* 4.20**

注: 4.18*~算法预测的系统 COP; 4.20**~代入模型模拟得到的系统 COP。

不同优化下冷源系统运行参数与系统 COP 由表 5 与图 6 给出:

算法预测的系统 COP 与 TRNSYS 模拟的系

统 COP 误差为 0.5%, 验证了 BP 耦合粒子群算法进行优化的可靠性。

基本控制下系统 COP 为 3.32, 通过改变风冷热泵和水冷机组的启停顺序以及所有冷冻水泵的变频, 使得系统 COP 提高 16%, 达到 3.85。在运行方案优化的基础上, 通过算法进行参数寻优, 进一步使系统 COP 提高 9.1%, 达到 4.20。

由优化后的运行参数可以看出, 在最优系统 COP 条件下, 阶段 1 和 2 的冷冻水供水温度均高于设定值 7°C, 且风冷侧和水冷侧的冷冻水供回水温差均超过 5°C。

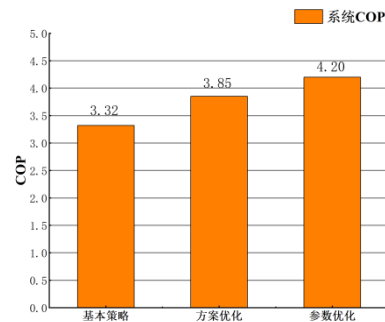


图 6 冷源系统在不同优化下的系统 COP

Fig.6 COP of cold source system under different control

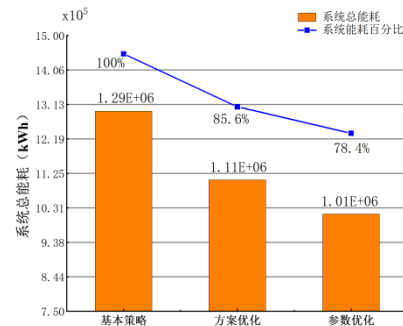


图 7 冷源系统在不同优化下的总能耗

Fig.7 Total energy consumption under different control

图 7 和图 8 给出不同优化下系统总能耗和各部件能耗的变化趋势:

(1) 随着控制方式的不断改进, 系统总能耗逐渐降低。与基本控制相比, 参数优化后的能耗仅为前者的 78.4%, 可见经过层层优化, 总体的节能效果显著。

(2) 方案优化的节能效果主要体现在除风冷热泵和水冷机组外的其它部件。经过方案优化, 风冷热泵能耗大幅增加, 水冷机组能耗大幅降低, 两者能耗之和基本相同; 水冷侧的各台冷冻泵、冷却泵以及风机均有所降低, 且降低幅度超过 50%。方

案优化相对于基本控制可节能 14.4%。

(3) 与方案优化相比, 参数优化后, 风冷热泵、冷冻泵、冷却泵和冷却塔风机能耗均进一步降低, 四者总体降低幅度为 11%; 水冷机组能耗略微增加, 增加幅度为 2.6%。这是由于参数优化后水冷侧冷冻水供水回水温差超过 5℃, 导致水冷侧冷冻水流量减小, 冷水机组运行能耗随之增加。因此, 就系统整体而言, 参数优化相对于方案优化可进一步节能 8.4%。

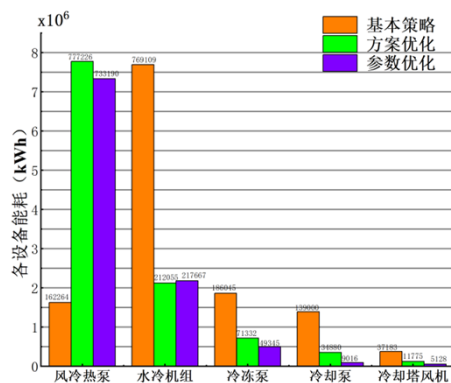


图 8 冷源系统在不同优化下的各设备能耗

Fig.8 Energy consumption of each equipment of cold source system under different control

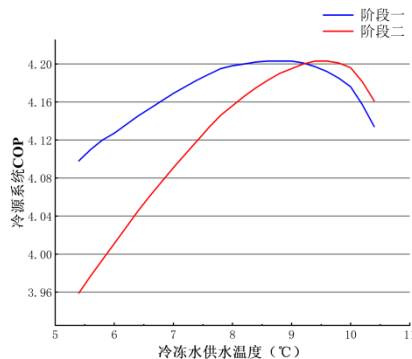


图 9 系统 COP 随阶段 1 (2) 供水温度变化

Fig.9 Variation of cop with water supply temperature in stage 1 (2)

图 9 给出系统 COP 随阶段 1 和阶段 2 供水温度的变化 (其他参数为优化后的数值), 观察到系统 COP 均随冷冻水供水温度的增加呈现先升高, 后降低的趋势。当阶段 1 冷冻水供水温度在 8.5℃~9℃之间以及阶段 2 供水温度在 9℃~9.5℃之间时, 系统 COP 达到最大值。

4 结论

本文搭建某冷源系统的 TRNSYS 模型, 在初始运行方案基础上依次进行方案优化和参数优化, 结果表明:

(1) 水冷为主、风冷为辅且定水量的初始运行方案会浪费大量能量, 大量冷冻水泵的电能被浪费, 其系统能效比偏低 (系统 COP=3.32)。

(2) 方案优化后, 风冷和水冷各台机组能耗之和变化不大, 水泵、风机等辅助设备能耗降低幅度均超过 50%, 系统能效比显著升高 (系统 COP=3.85); 参数优化后, 水冷机组能耗略有升高, 其它设备能耗均进一步降低, 系统 COP 升至 4.20。通过该冷源系统优化控制方法优化后, 系统各设备和系统的能耗明显降低, 整体运行效率明显提高, 节能显著。

(3) 冷源系统最优参数组合为: 阶段 1 供水温度 8.87℃, 阶段 2 供水温度 9.46℃, 冷冻水回水温度 14.88℃, 冷却泵频率 31.88Hz, 冷却塔风机频率 37.92Hz。

参考文献:

- [1] 童宁. 浅析公共建筑暖通空调系统的降耗及能耗平衡途径[J]. 中国设备工程, 2018, (28): 109-111.
- [2] Scarpa F, Tagliafico. Integrated solar-assisted heat pumps for water heating coupled to gas burners[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(1): 59-68.
- [3] PARDO N, MONTERO, MARTOS J, et al. Optimization of hbrid-ground coupled and air source-heat pump systems in combination with thermal storage[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(8): 1073-1077.
- [4] 顾娟, 陈剑波, 胡毛毛. 夏热冬冷地区地源与空气源热泵联合空调系统运行策略的研究[J]. 制冷技术, 2017, (37): 41-47.
- [5] 任中俊, 易检长. 基于实际运行数据的空调冷源系统优化控制分析方法及案例研究[C]. 2020: 374-379.
- [6] Q Jin, L Duanmu, H Shu, et al. Discussion and review on the models of vapour-compression heat pumps and chillers, Refrig. Air-condition, 2007, 7(5): 6-10.
- [7] 刘金平, 麦粤帮, 刘雪峰. 中央空调系统变水温和变水量协调优化控制研究[J]. 建筑科学, 2007, 23(6): 12-15.
- [8] Mc Kay M D, Beckman R J, Conover W J. A comparison of three methods for selecting values of input

variables in the analysis of output from a computer code

[J]. Technometrics, 1979,21(2):239-245.