

# 城市轨道交通车站空调冷冻水系统定温差变供水温度和大温差控制策略转换条件研究

夏三县<sup>1</sup> 张少晨<sup>2</sup> 余伟之<sup>3</sup> 篮杰<sup>3</sup> 何大四<sup>2</sup>

(1. 郑州地铁集团有限公司, 450003, 郑州; 2. 中原工学院能源与环境学院, 450007, 郑州;

3. 中铁第四勘察设计院集团有限公司, 460063, 武汉)

**摘要** [目的]为实现城市轨道交通车站空调冷冻水系统在定温差变供水温度和大温差两种工况下的整体能耗最低,需对这两种控制策略的转换条件进行研究。[方法]以郑州某城市轨道交通车站为例,基于 TRNSYS(瞬态系统模拟程序)建立定温差变供水温度和大温差两种工况下的空调冷冻水系统模型,在满足空调冷冻水系统末端制冷量需求的前提下,分别研究冷冻水温差不变、供水温度为7~12℃,以及供水温度不变、供回水温差为5~10℃时对空调冷冻水系统能耗的影响。[结果及结论]两种控制策略的转换条件为:负荷率小于等于40%时,使用定温差变供水温度控制策略更节能;负荷率大于50%时,更适合采用大温差控制策略。该转换条件不仅能满足车站人员舒适度的要求,还实现了两种控制策略联合调控的目标,最终达到降低空调冷冻水系统整体能耗的目的。

**关键词** 城市轨道交通; 车站; 空调冷冻水系统; 定温差变供水温度控制策略; 大温差控制策略; 转换条件

**中图分类号** TU831.3+6:U231.4

**DOI:**10.16037/j.1007-869x.2024.08.045

## Conversion Conditions for Fixed Temperature Difference with Variable Water Supply Temperature and Large Temperature Difference Control Strategies in Urban Rail Transit Station Air-conditioning Chilled Water System

XIA Sanxian<sup>1</sup>, ZHANG Shaochen<sup>2</sup>, YU Weizhi<sup>3</sup>, LAN Jie<sup>3</sup>, HE Dasi<sup>2</sup>

(1. Zhengzhou Metro Group Co., Ltd., 450003, Zhengzhou, China; 2. School of Energy & Environment, Zhongyuan University of Technology, 450007, Zhengzhou, China; 3. China Railway Siyuan Survey and Design Group Co., Ltd., 460063, Wuhan, China)

**Abstract** [Objective] To achieve the lowest overall energy consumption of urban rail transit station air-conditioning chilled water system under both fixed temperature difference with vari-

able water supply temperature and large temperature difference conditions, it is necessary to study the conversion conditions between these two control strategies. [Method] Taking an urban rail transit station in Zhengzhou City as example, a model of air-conditioning chilled water system under the above two conditions is established using TRNSYS (transient system simulation tool) platform. Under the premise of maintaining the required cooling capacity at the terminal end of air-conditioning chilled water system, the impact on system energy consumption is studied in scenarios of a constant chilled water temperature difference with variable water supply temperature (7-12℃), and a constant water supply temperature with variable water supply-return temperature difference (5-10℃). [Result & Conclusion] The conversion conditions between the two control strategies are as follows: when the load rate is less than or equal to 40%, the fixed temperature difference with variable water supply temperature control strategy is more energy-efficient; when the load rate exceeds 50%, the large temperature difference control strategy is more suitable. These conversion conditions not only meet the comfort requirements of station personnel, but also achieve the goal of combined control strategy regulation, ultimately reducing the overall energy consumption of air-conditioning chilled water system.

**Key words** urban rail transit; station; air-conditioning chilled water system; fixed temperature difference with variable water supply temperature; large temperature difference control strategy; conversion condition

通风空调系统是城市轨道交通车站的一个重要组成部分,其能耗约占城市轨道交通总能耗的30%~40%,其中空调冷冻水系统能耗占通风空调系统总能耗的60%~65%<sup>[1-2]</sup>。目前,空调冷冻水系统主要按最大负荷值附加一定富裕量进行设计选型<sup>[3]</sup>,导致能耗过高。因此,空调冷冻水系统的综合节能控制研究对整个城市轨道交通车站的节

能降耗具有重大意义。研究表明,空调冷冻水系统长时间在部分负荷下运行<sup>[4]</sup>,但在实际运行中,冷冻水泵却始终在额定工况运行,能量浪费严重。出于节能考虑,采用一次泵变流量系统形式,即通过改变冷冻水泵转速减少空调冷冻水系统水流量,做到按需供应<sup>[5]</sup>。在此变频调节下结合定温差控制可进一步提高空调冷冻水系统的节能率。

## 1 郑州某地铁车站空调冷冻水系统概况

采用定温差变供水温度控制策略和大温差控制策略均可进一步改善定温差控制策略。不同负荷工况下两种策略的节能效果不同,为实现城市轨道交通车站空调冷冻水系统在不同负荷工况下整体能耗最低,需对两者的转换条件展开研究。本文选取郑州某地铁车站空调冷冻水系统为研究对象。

本车站供冷季的设计总冷负荷为 994.3 kW。选取两台单机制冷量为 498.0 kW 的螺杆式冷水机组(以下简称“冷水机组”),对应匹配冷冻水泵、冷却水泵及冷却塔各两台,冷冻水系统的供水和回水温度分别设置为 7℃和 12℃,冷却水系统的供水和回水温度分别设置为 37℃和 32℃。基于 TRNSYS(瞬时系统模拟程序)建立城市轨道交通车站空调冷冻水系统仿真模型。

## 2 两种控制策略研究

### 2.1 定温差变供水温度控制策略

研究表明,冷水机组的性能随冷冻水出水温度的升高而升高<sup>[6]</sup>。冷水机组  $\lg F-h$ ( $F$  为绝对压力, $h$  为比焓值)关系曲线见图 1。

表 1 不同负荷率下空调冷冻水系统的负荷统计

Tab. 1 Load statistics of air-conditioning chilled water system at different load rates

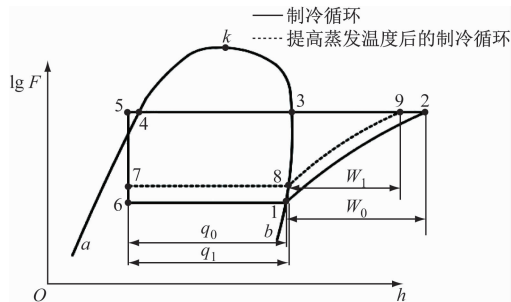
负荷率/%	100	81	75	50	40	30	19	9
负荷/(kW/d)	12 296.7	10 029.9	9 266.9	6 108.5	4 909.9	3 676.9	2 273.4	1 131.9

提高冷冻水供水温度虽可提高冷水机组的运行效率,但表冷器换热能力会有所下降<sup>[7]</sup>,因此,需在满足空调冷冻水系统末端需求的前提下考虑节能率,以提高冷冻水供水温度。仿真模拟时,采用冷冻水侧变频、冷却水侧定频控制的方案。通过改变冷冻水泵的转速可达到变频效果。冷冻水泵的功率为:

$$P = P_{\text{rated}}(k_0 + k_1\gamma + k_2\gamma^2 + k_3\gamma^3) \quad (1)$$

式中:

$P$ ——冷冻水泵运行时的功率;



注: $W_0$  为压缩机所做功; $W_1$  为提高蒸发温度后压缩机所做功; $q_0$  为制冷量; $q_1$  为提高蒸发温度后的制冷量; $a$  为饱和液线; $b$  为饱和蒸汽线; $k$  为临界点;1、2 分别为压缩机吸气口和排气口状态;3、4 分别为冷凝器入口和出口状态;5 为冷凝器过冷状态;6 为节流后蒸发器入口状态;7 为提高蒸发温度后蒸发器入口状态;8、9 分别为提高蒸发温度后压缩机吸气口和排气口状态。

图 1 冷水机组  $\lg P-h$  关系曲线

Fig. 1 Relation curve of chilled water unit  $\lg P$  to  $h$

由图 1 可知:冷水机组的蒸发温度和压力随冷冻水出水温度的升高而升高,但该机组冷凝侧的温度与压力并未改变,使得制冷量增加,耗电量减少,导致冷水机组的 COP(制冷能效比)增大。因此,通过改变(提高)冷冻水供水温度达到节能目的的策略是可行的。

#### 2.1.1 定温差变供水温度控制策略分析

在定温差变供水温度工况下,将温差设定为 5℃,改变冷冻水供水温度,其变化范围为 7~12℃。空调冷冻水系统每日的仿真模拟运行时间为 06:00—23:00。不同负荷率下空调冷冻水系统的负荷统计,如表 1 所示。通过对不同负荷率下该工况的模拟,在满足空调冷冻水系统末端需求的前提下获得最节能的控制策略。

$P_{\text{rated}}$ ——冷冻水泵额定功率;

$\gamma$ ——实际转速与额定转速的比值;

$k_0, k_1, k_2, k_3$ ——多项式系数。

根据样本数据,结合式(1)拟合出冷冻水泵的功率比值曲线方程:

$$P = 15(0.1 + 1.5\gamma - 2.9\gamma^2 + 2.2\gamma^3) \quad (2)$$

#### 2.1.2 定温差变供水温度工况下空调冷冻水系统能耗分析

定温差变供水温度工况下,设置设备的启停为:当负荷大于 0 时,开启 1 台冷水机组;当负荷大

于单台冷水机组额定制冷量的 80% 时,开启 2 台冷水机组。若流经冷水机组的流量过小则影响其安全运行,故对冷冻水泵流量最小值做出限定;若空

调冷冻水系统运行流量不足冷冻水泵额定流量的 30%,则按其 30% 运行。定温差变供水温度控制策略下的空调冷冻水系统模型如图 2 所示。

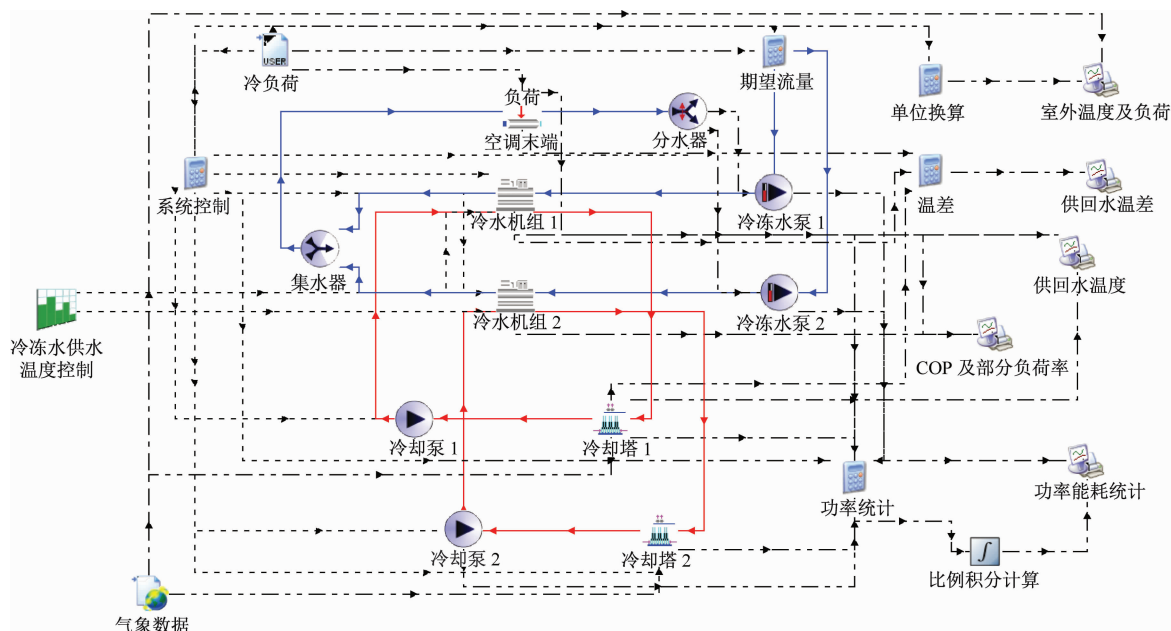


图 2 定温差变供水温度控制策略下的空调冷冻水系统模型

Fig. 2 Air-conditioning chilled water system model in control strategy of fixed temperature difference with variable supply temperature

基于上述模型改变冷冻水供水温度,使其从 7℃ 变化到 12℃,此时供回水温差为 5℃,通过模拟分析得到不同负荷率和不同供水温度下该工况的结果。负荷率为 40% 和供水温度为 7~12℃ 下空调冷冻水系统的能耗,如图 3 所示。从图 3 可以看出:在同一负荷率下空调冷冻水系统能耗随着冷冻水供水温度的提高而降低,运行时间越长能耗降幅越大;负荷率为 40%,冷冻水供水温度为 7~12℃ 下的能耗分别为 1 352 kWh、1 179 kWh、1 004 kWh、835 kWh、675 kWh 及 516 kWh。以负荷率 40% 和供水温度 7℃ 的模型为基准,由上述数据计算得出:其他供水温度下的节能率分别为 12.8%、25.7%、38.3%、50.1% 及 61.8%。

统计该工况下不同供水温度和不同负荷率下空调冷冻水系统的能耗和节能率,如表 2 所示。由表 2 可见:在任一负荷率下,随着冷冻水供水温度的提高,能耗逐步下降,节能率逐步上升。此模拟默认空调冷冻水系统末端提供的制冷量可以满足房间的负荷需求,实际工程中需将该系统末端制冷量和房间所需负荷进行对比验证,在满足要求时才可相应提高冷冻水供水温度。

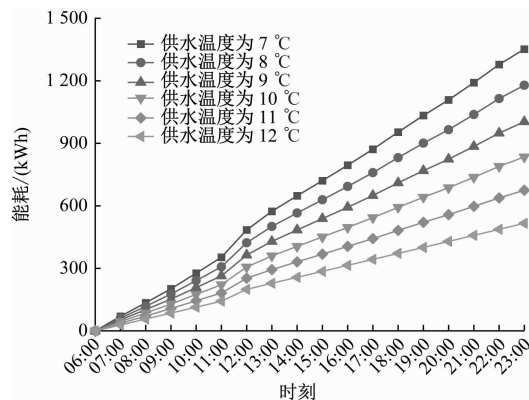


图 3 负荷率为 40% 和供水温度为 7~12℃ 下的空调冷冻水系统能耗

Fig. 3 Air-conditioning chilled water system energy consumption at the load rate of 40% and water supply temperature of 7-12℃

### 2.1.3 定温差变供水温度空调冷冻水系统末端制冷量验证

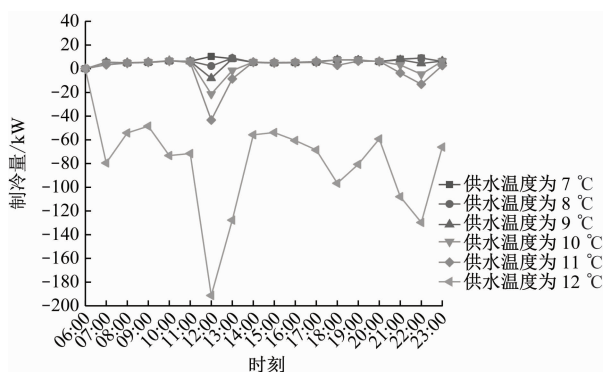
以负荷率为 40%,供水温度为 7~12℃ 下的空调冷冻水系统末端制冷量为例进行验证,结果如图 4 所示。

由图 4 不难发现:当冷冻水供水温度为 7~10℃ 时,空调冷冻水系统末端提供的制冷量可满足房

表 2 不同供水温度和不同负荷率下空调冷冻水系统的能耗和节能率(定温差变供水温度工况)

Tab. 2 Energy consumption and energy-saving rates of air-conditioning chilled water system at different water supply temperatures and different load rates (constant chilled water temperature difference with variable water supply temperature working condition)

负荷率/%	不同供水温度下的能耗/(kWh)						不同供水温度下的节能率/%				
	7℃	8℃	9℃	10℃	11℃	12℃	8℃	9℃	10℃	11℃	12℃
100	3 093	2 672	2 263	1 830	1 417	1 004	13.6	26.8	40.8	54.2	67.5
81	2 696	2 363	2 000	1 648	1 313	979	12.4	25.8	38.9	51.3	63.7
75	2 582	2 251	1 916	1 590	1 282	974	12.8	25.8	38.4	50.4	62.3
50	1 638	1 434	1 215	1 004	804	605	12.5	25.8	38.7	50.9	63.1
40	1 352	1 179	1 004	835	675	516	12.8	25.7	38.3	50.1	61.8
30	1 151	1 014	880	752	630	510	11.9	23.5	34.7	45.2	55.7
19	974	867	763	664	571	478	11.0	21.7	31.8	41.4	51.0
9	938	838	743	651	564	477	10.6	20.8	30.6	39.9	49.1



注:制冷量大于0时,满足房间负荷需求。

图 4 负荷率为 40% 和供水温度为 7~12℃ 下空调冷冻水系统末端制冷量-时间关系曲线

Fig. 4 Cooling capacity-time relationship curves of air-conditioning chilled water system terminal end at load rate of 40% and water supply temperature of 7-12℃

表 3 不同负荷率和不同供水温度下空调冷冻水系统末端的制冷量统计(定温差变供水温度工况)

Tab. 3 Statistics of air-conditioning chilled water system terminal end cooling amount at different load rates and different water supply temperatures (constant chilled water temperature difference with variable water supply temperature working condition)

负荷率/%	所需冷量/kW	不同供水温度下的制冷量/kW					
		7℃	8℃	9℃	10℃	11℃	12℃
100	12 297	<b>12 540</b>	12 159	11 688	11 145	10 723	6 538
81	10 030	<b>10 276</b>	<b>10 075</b>	9 798	9 425	9 066	5 670
75	9 267	<b>9 520</b>	<b>9 389</b>	9 216	8 903	8 567	5 387
50	6 108	<b>6 265</b>	<b>6 241</b>	<b>6 185</b>	6 090	5 962	4 096
40	4 910	<b>5 022</b>	<b>5 016</b>	<b>5 000</b>	<b>4 962</b>	4 907	3 485
30	3 677	<b>3 827</b>	<b>3 821</b>	<b>3 813</b>	<b>3 790</b>	<b>3 748</b>	2 921
19	2 273	<b>2 933</b>	<b>2 937</b>	<b>2 932</b>	<b>2 919</b>	<b>2 894</b>	2 250
9	1 132	<b>2 592</b>	<b>2 376</b>	<b>2 152</b>	<b>1 885</b>	<b>1 653</b>	904

注:表中加粗数据表示制冷量满足房间负荷需求,表 4 和表 5 类同。

间负荷需求;当冷冻水供水温度为 11~12℃ 时,无法满足房间的负荷需求。

已知负荷率为 40% 时房间需求的总负荷为 4 910 kW,由定温差变供水温度控制策略下的空调冷冻水系统仿真模型导出的运行数据得知:负荷率为 40%,冷冻水供水温度为 7~12℃ 时冷水机组 1d 的总制冷量分别为 5 022 kW、5 016 kW、5 000 kW、4 962 kW、4 907 kW 及 3 485 kW。

通过上述方法判断不同供水温度下的空调冷冻水系统末端制冷量能否满足房间负荷需求,结果如表 3 所示。

由表 3 可得:空调冷冻水系统满负荷运行时,供水温度只能设定为 7℃;当负荷率为 75%~81% 时,可将供水温度提高到 8℃;当负荷率为 50% 时,



可将供水温度提高到  $9^{\circ}\text{C}$ ; 负荷率为 40% 时, 可将供水温度提高到  $10^{\circ}\text{C}$ ; 当负荷率小于 30% 时, 可将供水温度提高到  $11^{\circ}\text{C}$ 。

## 2.2 大温差控制策略研究

### 2.2.1 大温差工况下空调冷冻水系统能耗分析

保持冷冻水供水温度不变, 增大供回水温差, 空调冷冻水系统水流量减少, 冷冻水泵功率相应降

低, 且水流量减少导致冷水机组 COP 下降。在冷水机组功率和冷冻水泵功率此消彼长的关系下, 研究得出各负荷率不同温差下冷冻水系统能耗的最低方案。

参照定温差变供水温度工况的变频控制方案与参数设置, 构建大温差工况下的空调冷冻水系统模型, 见图 5。

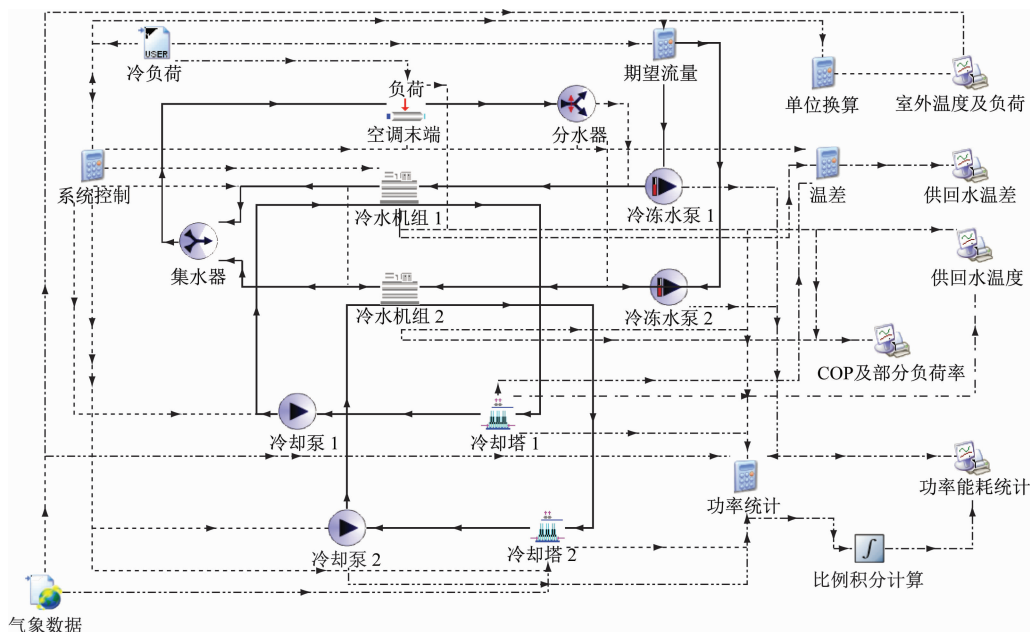


图5 大温差工况下的空调冷冻水系统模型

Fig. 5 Air-conditioning chilled water system model under large temperature difference working condition

供水温度设定为  $7^{\circ}\text{C}$ , 改变供回水温差, 使其在  $5 \sim 10^{\circ}\text{C}$  范围内逐步增大, 分析模拟结果并总结系统能耗的变化规律。同样完成表 1 中各负荷率在大温差工况下的模拟。

基于上述模型改变冷冻水供回水温差为  $5 \sim 10^{\circ}\text{C}$ , 供水温度设为  $7^{\circ}\text{C}$ , 研究增大温差对水系统能耗的影响。负荷率为 50% 和供回水温差为  $5 \sim 10^{\circ}\text{C}$  下的空调冷冻水系统能耗如图 6 所示。

由图 6 可见: 在同一负荷率下系统能耗随着冷冻水供回水温差的提高而降低, 运行时间越长能耗降低越多。负荷率为 50%、供回水温差为  $5 \sim 10^{\circ}\text{C}$  时的系统能耗分别为 1 638 kWh、1 479 kWh、1 360 kWh、1 284 kWh、1 227 kWh 及 1 199 kWh。以 50% 负荷率、供水温度为  $7^{\circ}\text{C}$ 、供回水温差为  $5^{\circ}\text{C}$  的模型为基准, 其他温差下的节能率分别为 9.7%、17.0%、21.6%、25.1% 及 26.8%。

保持供水温度不变, 逐步增大温差会导致流量减小甚至出现低于 30% 的下限值的情况, 同时会存

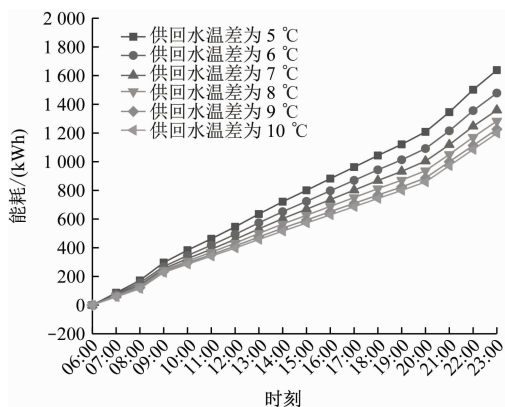


图6 负荷率为 50% 和供回水温差为  $5 \sim 10^{\circ}\text{C}$  下的空调冷冻水系统能耗

Fig. 6 Air-conditioning chilled water system energy consumption at load rate of 50% and water supply-return temperature difference of  $5 \sim 10^{\circ}\text{C}$

在该温差下因负荷较小达不到设定温差的情况, 上述情况均视为无法满足要求, 即此条件下不适合使用大温差控制策略。统计不同负荷率和不同供回

水温差下的空调冷冻水系统能耗及节能率,如表 4 所示。

表 4 不同负荷率和不同供回水温差下的空调冷冻水系统能耗和节能率(大温差工况)

Tab. 4 Air-conditioning chilled water system energy consumption and energy-saving rate at different load rates and water supply-return temperature differences (large temperature difference working condition)

负荷率/%	不同供回水温差下的能耗/(kWh)						不同供回水温差下的节能率/%				
	5℃	6℃	7℃	8℃	9℃	10℃	6℃	7℃	8℃	9℃	10℃
100	3 093	2 743	2 514	2 332	2 180	2 067	11.3	18.7	24.6	29.5	33.2
81	2 696	2 433	2 229	2 090	2 005	1 958	9.8	17.3	22.5	25.6	27.4
75	2 582	2 324	2 129	2 011	1 962	1 947	10.0	17.5	22.1	24.0	24.6
50	1 638	1 479	1 360	1 284	1 227	1 199	9.7	17.0	21.6	25.1	26.8
40	1 352	1 215	1 119	1 058	1 033	1 020	10.1	17.2	21.8	23.6	24.6
30	1 151	1 071	1 036	1 020	1 012	1 010	7.0	10.0	11.4	12.1	12.3
19	974	964	958	954	951	951	1.1	1.7	2.1	2.4	2.4
9	938	938	938	938	938	938	0	0	0	0	0

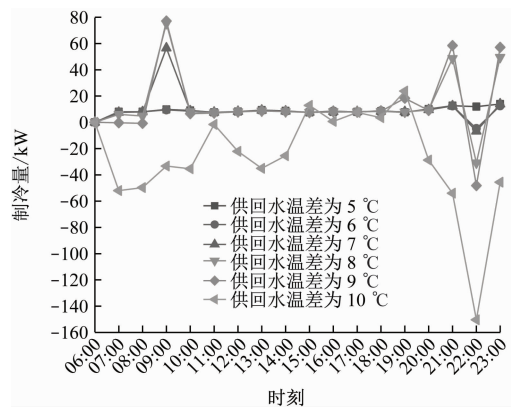
由表 4 可知:任一负荷率下随着供回水温差的提高,空调冷冻水系统能耗逐步下降,节能率逐步上升。此模拟的前提是温差须满足设定要求:故当负荷率小于 30% 时,不适合采用大温差控制策略;当负荷率为 40%~75% 时,可将供回水温差提高到 8℃,其中负荷率为 50% 时最大供回水温差可设定为 9℃;当负荷率为 81%~100% 时,最大供回水温差可达到 9℃。

模拟该工况的另一前提是默认空调冷冻水系统末端提供的制冷量可以满足房间的负荷需求,因此需对不同负荷率、不同供回水温差下该系统末端的制冷量和房间需求负荷进行对比验证,若满足则说明该条件下可以使用大温差控制策略,否则不适用。

#### 2.2.2 大温差工况下空调冷冻水系统末端制冷量验证

负荷率为 50% 和供回水温差为 5~10℃ 下空调冷冻水系统末端的制冷量-时间关系曲线如图 7 所示。从图 7 中不难发现:供回水温差为 5~9℃ 时该系统末端提供的制冷量可以满足房间的负荷需求;当供回水温差为 10℃ 时,无法满足房间的负荷需求。

已知负荷率为 50% 时 1 d 内房间需求的总负荷为 6 108 kW,由导出数据可知,负荷率为 50% 和供回水温差处于 5~10℃ 范围内时冷水机组 1 d 内的总制冷量分别为 6 265 kW、6 246 kW、6 292 kW、6 352 kW、6 350 kW 和 5 624 kW。不同供回水温差下空调冷冻水系统末端的制冷量统计见表 5。由表



注:制冷量大于 0 时,满足房间负荷需求。

图 7 负荷率为 50% 和供回水温差为 5~10℃ 下空调冷冻水系统末端的制冷量-时间关系曲线

Fig. 7 Cooling capacity-time relationship curves of air-conditioning chilled water system terminal end at load rate of 50% and water supply-return temperature difference of 5-10℃

5 可见:在不同负荷率和不同供回水温差下该系统末端的制冷量能满足房间需求。

由表 5 可得:空调冷冻水系统满负荷运行时,供回水温差只能设定为 5℃;当负荷率为 81% 时,可将供回水温差提高到 7℃;当负荷率为 50%~75% 时,可将供回水温差提高到 9℃;当负荷率小于 40% 时,可将供回水温差提高到 10℃。

### 3 两种控制策略转换条件分析

#### 3.1 定温差变供水温度工况结果分析

结合表 2 和表 3 可得:当负荷率小于 40% 时,既能满足空调冷冻水系统末端用户需求,又能取得

表 5 不同负荷率和不同供回水温差下的空调冷冻水系统末端制冷量统计(大温差工况)

Tab. 5 Statistics of air-conditioning chilled water system terminal end cooling amount at different load rates and water supply-return temperature differences (large temperature difference working condition)

负荷率/%	所需冷量/kW	不同供回水温差下空调冷冻水系统末端的制冷量/kW					
		5 ℃	6 ℃	7 ℃	8 ℃	9 ℃	10 ℃
100	12 297	12 540	12 239	12 170	11 676	11 269	8 918
81	10 030	10 276	10 115	10 084	9 983	9 868	7 937
75	9 267	9 520	9 413	9 401	9 501	9 520	7 671
50	6 108	6 265	6 246	6 292	6 352	6 350	5 624
40	4 910	5 022	5 019	5 058	5 172	5 472	4 991
30	3 677	3 827	4 024	4 403	4 838	5 248	4 684
19	2 273	2 933	3 461	3 994	4 439	4 715	3 988
9	1 132	2 592	2 717	2 814	2 727	2 637	2 038

较高的节能率,尤其是在负荷率小于 30% 时,节能率高达 40%,此时可将冷冻水供水温度提升到 11 ℃;当负荷率为 50% 左右时,可将供水温度提高到 9 ℃,此时的节能率为 25.82%;当负荷率在 75% ~ 81% 范围内时,可将供水温度提高到 8 ℃,此时的节能率可以达到 12%;在满负荷运行时,若提高冷冻水供水温度将无法满足不同负荷率下空调冷冻水系统末端冷量需求,故此时的供水温度设定为 7 ℃ 最合适。

### 3.2 大温差工况结果分析

结合表 4 和表 5 可得:当负荷率小于 30% 时,空调冷冻水系统无法满足该系统末端制冷量需求,此时不适合使用大温差控制策略;当负荷率大于 40%,尤其是处于 50% ~ 81% 范围内时既能满足空调冷冻水系统末端用户需求,又能获得较高节能率,负荷率处于 50% 左右时可将供回水温差提高到 9 ℃,此时节能率可达 25.09%;负荷率为 40% 和 75% 时可将供回水温差提高到 8 ℃,得到节能率在 22% 左右;负荷率为 81% 时可将供回水温差提高到 7 ℃,得到节能率为 17.32%;满负荷运行时可将冷冻水供回水温差设定为 5 ℃ 最合适,此时提高供回水温差将无法满足不同负荷率下空调冷冻水系统末端制冷量需求。

### 3.3 转换条件

定温差变供水温度控制策略下空调冷冻水系统在各负荷率下均能取得较好的节能效果,但更适用于负荷率小于 30% 的情况,此时节能率能达到 40% 以上,其可将冷冻水供水温度提高到 11 ℃;大温差控制策略在负荷率小于 30% 的情况下节能效果较差,甚至在负荷率处于 20% 以下时会出现不节能的情况,该策略更适用于负荷率大于 40% 的情

况,此时节能率能达到 25% 以上,可将冷冻水供回水温差提高到 9 ℃。

总结两种策略的转换条件为:当负荷率小于等于 40% 时,使用定温差变供水温度的控制策略不仅能满足空调冷冻水系统末端的需求,同时也能达到 40% 以上的较高节能率,节能效果优于大温差控制策略;当负荷率处于 50% ~ 100% 范围内时,使用大温差控制策略在满足该系统末端需求的前提下相较于定温差变供水温度控制策略更节能。

## 4 结语

城市轨道交通节能降耗对于降低公共交通领域能源消耗具有至关重要的作用。本文以郑州某城市轨道交通车站空调冷冻水系统的节能策略研究为例,分析了两种不同控制策略的节能效果,得到了两者联合调控的转换条件:在高负荷率(负荷率 > 50%)下适合采用大温差策略,在低负荷率(负荷率 ≤ 40%)下更适合采用定温差变供水温度控制策略。该转换条件不仅能满足车站人员舒适度的要求,还实现了两种控制策略联合调控的目标,最终达到降低空调冷冻水系统整体能耗的目的。研究成果可为城市轨道交通车站综合节能控制提供参考。

## 参考文献

- [1] 金国建. 地铁站空调冷冻水系统节能控制研究[D]. 北京:北京工业大学,2016.  
JIN Guojian. Research on energy saving control of subway station air conditioning chilled water system[D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2016.

- [2] PAN S, WANG H, PEI F, et al. An investigation on energy consumption of air conditioning system in Beijing Subway stations[J]. Energy Procedia, 2017, 142: 2568.
- [3] 俞炳丰. 中央空调新技术及其应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005.
- YU Bingfeng. New technology of central air conditioning and its application[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2005.
- [4] 李浩. 大型综合医院制冷系统优化控制研究[D]. 郑州: 中原工学院, 2021.
- LI Hao. Research on optimal control of refrigeration system in large general hospital[D]. Zhengzhou: Zhongyuan University of Technology, 2021.
- [5] 章慧颖. 冷冻水变流量系统节能性分析[J]. 应用能源技术, 2020(7): 46.
- ZHANG Huiying. Energy-saving analysis of chilled water variable flow system[J]. Applied Energy Technology, 2020(7): 46.
- [6] 王洪乾. 基于 TRNSYS 的空调系统动态模拟及控制策略优化研究[D]. 青岛: 青岛理工大学, 2018.
- WANG Hongqian. Research on dynamic simulation and control strategic optimization of air conditioning system based on TRNSYS [D]. Qingdao: Qingdao Technology University, 2018.
- [7] 熊成. 集中式空调系统变水温与变风量协调优化节能效果研究[D]. 西安: 长安大学, 2018.
- XIONG Cheng. Energy saving effect of coordinated optimization strategy for variable chilled water temperature and VAV in centralized air-conditioning system[D]. Xi'an: Chang'an University, 2018.
- 收稿日期:2022-03-18 修回日期:2022-05-11 出版日期:2024-08-10  
Received:2022-03-18 Revised:2022-05-11 Published:2024-08-10  
• 第一作者:夏三县,高级工程师,272704324@qq.com  
通信作者:何大四,副教授,hedasi@ztnu.edu.cn  
• ©《城市轨道交通研究》杂志社,开放获取 CC BY-NC-ND 协议  
© Urban Mass Transit Magazine Press. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license

## (上接第 262 页)

- LIU Tao, MA Menglin, XIE Dan. Abnormal vibration analysis of the bogie earthing shaft end based on modal contribution method [J]. Urban Mass Transit, 2017, 20(2): 10.
- [3] 李伟平,魏静,郭平波,等. 高速列车谐波转矩振动分析及自抗扰控制[J]. 振动与冲击, 2022, 41(1): 98.
- LI Weiping, WEI Jing, GUO Pingbo, et al. Harmonic torque vibration analysis and active disturbance rejection control of high-speed train[J]. Journal of Vibration and Shock, 2022, 41(1): 98.
- [4] 肖乾,程玉琦,罗佳文,等. 车辆/轨道耦合作用下高速列车车轮振动影响灵敏度分析[J]. 交通运输工程学报, 2021, 21(6): 160.
- XIAO Qian, CHENG Yuqi, LUO Jiawen, et al. Sensitivity analysis of high-speed train wheel vibration influenced by vehicle-track coupling[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2021, 21(6): 160.
- [5] 徐宁,任尊松,薛蕊. 高速动车组时频域响应特征及振动传递特性研究[J]. 铁道学报, 2019, 41(2): 31.
- XU Ning, REN Zunsong, XUE Rui. Time and frequency domain response and vibration transfer characteristics of high-speed EMU [J]. Journal of the China Railway Society, 2019, 41(2): 31.
- [6] 缪炳荣,刘俊利,张盈,等. 轨道车辆结构振动损伤识别技术综述[J]. 交通运输工程学报, 2021, 21(1): 338.
- MIAO Bingrong, LIU Junli, ZHANG Ying, et al. Review on structural vibration damage identification technology for railway vehicles [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2021, 21(1): 338.
- [7] 牛澎波,王平. 扣件胶垫老化对地铁振动的影响[J]. 铁道建筑, 2017, 57(12): 116.
- NIU Pengbo, WANG Ping. Influence of fastener pad aging on vibration of subway structure[J]. Railway Engineering, 2017, 57(12): 116.
- [8] 吴传奇,柴晓冬,李立明,等. 改进希尔伯特-黄变换方法在钢轨波磨检测中的应用[J]. 铁道标准设计, 2021, 65(9): 74.
- WU Chuanqi, CHAI Xiaodong, LI Liming, et al. The application of improved Hilbert-Huang transform method in rail wave wear detection[J]. Railway Standard Design, 2021, 65(9): 74.
- 收稿日期:2023-10-08 修回日期:2023-12-12 出版日期:2024-08-10  
Received:2023-10-08 Revised:2023-12-12 Published:2024-08-10  
• 通信作者:胡定祥,正高级工程师,zka\_2020@163.com  
• ©《城市轨道交通研究》杂志社,开放获取 CC BY-NC-ND 协议  
© Urban Mass Transit Magazine Press. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license

欢迎投稿《城市轨道交通研究》

投稿网址:tougao. umt1998. com