

文章编号: 1671-6612 (2022) 05-693-08

# 冷却塔间接供冷系统在数据中心的应用研究

颜晓光

(北京首钢国际工程技术有限公司 北京 100041)

**【摘要】** 以数据中心采用的冷却塔间接供冷系统为研究对象, 分析了不同工况、不同空调冷水温度时冷却塔、制冷机组及板式换热器的性能变化趋势。并以某数据中心的空调系统为例, 建立了分析模型, 计算分析了不同冷水温度时, 冷源综合制冷性能系数 (SCOP) 及全年运行能耗情况。结果表明, 通过提高空调冷水温度、增加冷却塔的冷却能力, 可减少制冷机组的全年运行时间, 显著降低全年运行能耗。

**【关键词】** 数据中心; 制冷机组; 冷却塔; 板式换热器; SCOP  
中图分类号 TU834 文献标识码 B

## Application Analysis of Indirect Cooling System of Cooling Tower in Data Center

Yan Xiaoguang

(Beijing Shougang International Engineering Technology Co., Ltd, Beijing, 100041)

**【Abstract】** This paper takes the cooling tower indirect cooling system used in the data center as the research object, and analyzes the performance trend of cooling towers, refrigeration units and plate heat exchangers under different working conditions and different air-conditioning cold water temperatures. Taking the air conditioning system of a data center as an example, an analysis model was established to calculate and analyze the comprehensive coefficient of performance (SCOP) of the cold source and the annual operating energy consumption at different cold water temperatures. The results show that by increasing the temperature of the air-conditioning cold water and increasing the cooling capacity of the cooling tower, the annual operating time of the refrigeration unit can be reduced, and the annual operating energy consumption can be significantly reduced.

**【Keywords】** Data center; refrigeration unit; cooling tower; plate heat exchanger; SCOP

## 0 前言

数据中心制冷系统能耗约占整个数据中心能耗的 30~45%, 降低制冷系统能耗是提高数据中心能源利用效率的必然。根据国内外的运行经验, 减少压缩制冷的运行时间, 利用自然冷却是降低制冷系统能耗的最直接、有效手段。目前大型数据中心普遍采用冷却塔+板式换热器+冷水机组的组合形式, 当室外环境温度低于设定值时, 不开启冷水机组等制冷设备, 利用为冷水机组配置的冷却水系统, 获取低温空调冷水, 为空调系统提供冷量。

由于数据中心的冷负荷主要是显热负荷, 在设

计中常采用较高的冷水设计温度, 数据中心采用冷却塔供冷技术可以获得更长的使用时间和更大的节能效益。但实际工程中往往由于对冷却塔在不同运行模式下的性能考虑不足, 导致冷却塔供冷切换温度偏高, 冷却塔直接供冷时间和供冷量小于设计值。

本文以冷却塔间接供冷系统的三种运行工况——完全自然冷却、部分自然冷却、全压缩制冷为切入点, 重点分析了各工况下主要设备——冷却塔、板式换热器和冷水机组的性能变化趋势, 并就不同空调冷水温度下系统的运行能效情况进行了

分析。

### 1 冷却塔间接供冷系统简介

冷却塔供冷可分为直接供冷和间接供冷，直接供冷系统冷却水水质不佳，容易堵塞管路，工程中大多采用间接供冷系统，采用冷却塔+板式换热器+制冷机的组合形式。为最大限度的利用冷却塔供冷，冷却塔间接供冷系统通过设置管路阀门实现板式换热器与冷水机组串联工况和并联工况的切换。并联工况时可实现冷却塔或冷水机组独立供冷，串联工况时，空调回水先经过板式换热器换热预冷，获得部分冷量，再进入冷水机组，剩余冷量由冷水机组提供。因此，目前常用的冷却塔间接供冷系统可实现完全自然冷却、部分自然冷却、完全机械制

冷的运行工况，典型流程如图 1 所示，不同工况下阀门切换情况如表 1 所示。

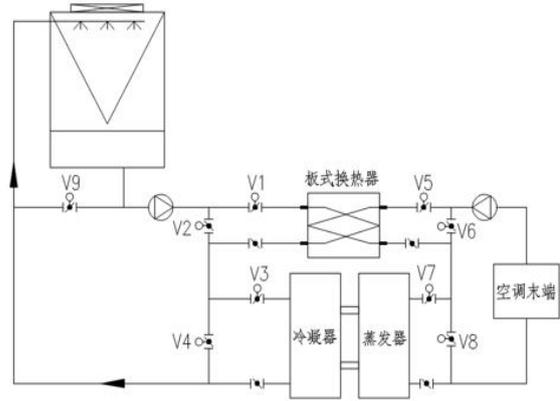


图 1 开式冷却塔间接供冷原理图

Fig.1 Schematic diagram of indirect cooling tower

表 1 不同运行模式阀门状态

Table 1 Valve status in different operating modes

工况 \ 阀门编号	V <sub>1</sub>	V <sub>2</sub>	V <sub>3</sub>	V <sub>4</sub>	V <sub>5</sub>	V <sub>6</sub>	V <sub>7</sub>	V <sub>8</sub>	V <sub>9</sub>
完全自然冷却	开	关	关	开	开	关	关	开	关
部分自然冷却	开	关	开	关	开	关	开	关	调节
全压缩制冷	关	开	开	关	关	开	开	关	调节

不同工况转换温度的设定值，关系到自然冷却的使用时间长短，是冷却塔间接供冷系统设计的关键。国内外对此研究较多，转换温度的选择应考虑冷却塔逼近度、板式换热器温升因素，否则会造成供冷量的不足。切换至部分自然冷却时的室外空气湿球温度应低于空调冷水回水温度并减去冷却塔逼近度及板式换热器温升；切换至完全自然冷却时的室外空气湿球温度应低于空调冷水供水温度并减去冷却塔逼近度、板式换热器温升。计算方法如下<sup>[3]</sup>：

$$t_{PW} < t_{RW} - \Delta t - t_{TR} \quad (1)$$

$$t_{TW} < t_{SW} - \Delta t - t_{TR} \quad (2)$$

式中： $t_{PW}$  为部分自然冷却室外空气湿球温度，℃； $t_{RW}$  为冷水回水温度，℃； $\Delta t$  为冷却塔逼近度，℃； $t_{TR}$  为板式换热器温升，℃； $t_{TW}$  为完全自然冷却室外空气湿球温度，℃； $t_{SW}$  为冷水供水温度，℃。

### 2 冷却塔间接供冷系统工况分析

影响冷却塔间接供冷系统运行的主要因素是

气象环境和设备性能，根据使用地区的气象环境合理选择设备，设定各工况的切换温度尤为重要。系统主要设备包括冷却塔、板式换热器、制冷机及循环水泵等，对系统影响较大的就是冷却塔和制冷机。

#### 2.1 完全自然冷却分析

完全自然冷却工况时，由冷却塔直接供冷，冷却塔逼近度是影响其性能的关键，逼近度主要与冷却塔性能、湿球温度、冷却塔进出水温差等有关。标准冷却塔按照冷却水进出水温度37/32℃，湿球温度28℃进行设计制造。冷却塔在冬季使用时，由于水分子的运动及扩散能力下降，水的蒸发量减少，冷却能力会急剧降低，冷却塔逼近度会明显增加。

由于数据中心的冷负荷基本常年稳定，若按夏季工况选择冷却塔，受冷却塔性能的影响，切换为完全自然冷却工况的湿球温度将会更低，缩短了使用自然冷却的时间，因此，为延长完全自然冷却工况的运行时间，数据中心冷却塔不能只针对夏季工况进行设计。图 2~图 5 为文献[1]中提供的不同流量比下室外湿球温度  $t_w$  与冷却塔供水温度  $t_{c1}$  和供

回水温差 $\Delta t_c$ 的关系图。

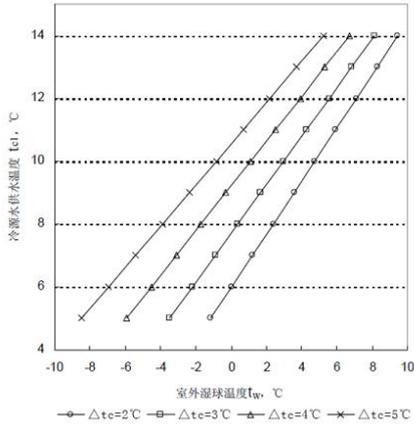


图2 流量比 100%时冷却塔冷却能力曲线

Fig.2 Cooling capacity curve of cooling tower when flow ratio is 100%

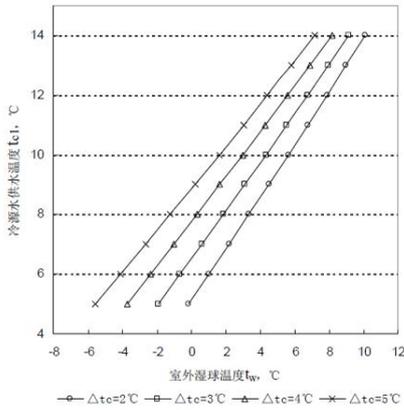


图3 流量比 85%时冷却塔冷却能力曲线

Fig.3 Cooling capacity curve of cooling tower when flow ratio is 85%

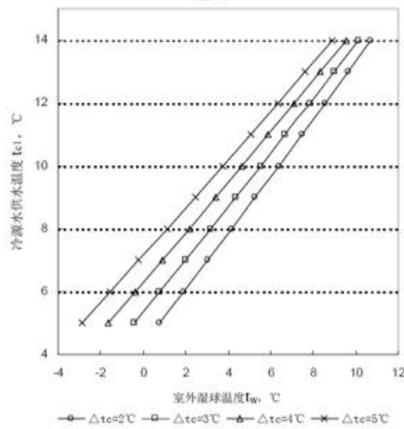


图4 流量比 70%时冷却塔冷却能力曲线

Fig.4 Cooling capacity curve of cooling tower when flow ratio is 70%

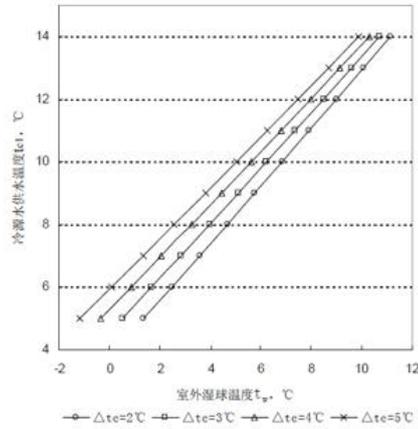


图5 流量比 60%时冷却塔冷却能力曲线

Fig.5 Cooling capacity curve of cooling tower when flow ratio is 60%

为延长自然冷却的时间，在空调冷水温度一定时，只能通过降低冷却塔的逼近度来实现。根据图2~5的曲线，降低冷却塔的逼近度，可通过降低冷却塔的流量和冷却水进出水温差实现，这就意味着需要增加冷却塔的规模和数量。冷却水进出水温差越小，流量越大，用于输送的能耗更高，考虑到数据中心冬夏负荷变化不大，数据中心项目冷却水供回水温差一般不宜小于4℃。本文根据图2~5的曲线，分析了不同的空调冷水温度、冷却塔出水温度、冷却塔进出水温差下的自然冷却运行工况对应的湿球温度，如表2所示。

根据表2分析，提高空调冷水供水温度后，能明显提高自然冷却对应的湿球温度，冷水温度每提高1℃，自然冷却对应的湿球温度升高1.3~1.4℃。冷却塔进出水温差由5℃降至4℃后，自然冷却对应的湿球温度明显升高，升高数值受冷却塔流量的影响，流量越低，升高数值越小。冷却塔流量降低后能明显提高自然冷却对应的湿球温度，但流量降至70%以下后提高数值明显减少。因此，为延长完全自然冷却运行的时间，完全自然冷却时，冷却塔的流量宜为额定流量（全压缩工况设计流量）的60%~70%，实际应用中可利用备用冷却塔。

全压缩制冷工况冷却塔进出水温差一般为5℃，冷却塔的散热量中包含空调冷负荷及制冷机的损耗，当完全自然冷却制冷机不运行时，其损耗不存在，需要冷却塔散失的热量会减少。若按制冷机性能系数为6.0计算，当制冷机不运行，冷却侧流量不变时，冷却塔进出水温差只需4.25℃就可以

满足制冷系统的要求。因此，在确定完全自然冷却 12/18℃时，可将切换湿球温度设定为5~6℃。的切换温度时应综合考虑，如当空调冷水温度为

表 2 不同条件下完全自然冷却对应湿球温度

Table 2 Complete natural cooling under different conditions corresponds to wet bulb temperature

序号	空调冷水供/回水温度 (°C)	板式换热器温升 (°C)	完全自然冷却冷却塔出水温度 (°C)	冷却塔进出水温差 (°C)	完全自然冷却湿球温度			
					冷却塔流量比 100%	冷却塔流量比 85%	冷却塔流量比 70%	冷却塔流量比 60%
1	9/15	1.5	≤7.5	5	≤4.4	≤2.1	≤0.4	≤2.0
2	9/15	1.5	≤7.5	4	≤2.2	≤0.2	≤1.4	≤2.9
3	12/18	1.5	≤10.5	5	≤0	≤2.2	≤4.4	≤5.8
4	12/18	1.5	≤10.5	4	≤1.9	≤3.8	≤5.4	≤6.4
5	14/20	1.5	≤12.5	5	≤3.2	≤5.2	≤7.0	≤8.0
6	14/20	1.5	≤12.5	4	≤4.8	≤6.4	≤7.9	≤8.5
7	15.5/21.5	1.5	≤14.0	5	≤5.2	≤7.2	≤9.2	≤10.0
8	15.5/21.5	1.5	≤14.0	4	≤6.8	≤8.0	≤9.6	≤10.2

实际运行中，为防止冻结，冷却塔的出水温度一般不能低于5℃，可采用冷却侧定流量，定进水温度的运行模式，当室外湿球温度较低时，通过控制冷却塔风机的运行数量、转速或设置旁路等控制冷却塔出水温度。

2.2 全压缩制冷工况分析

全压缩制冷工况由制冷机单独供冷，制冷机的性能变化是影响该工况下运行的关键因素。冷水机组的制冷性能系数 (COP) 与蒸发器供回水温度、冷凝器供回水温度及负荷率等因素有关，据统计，当冷水机组冷水进出水温度从12℃/18℃降低到7℃/12℃时，蒸发温度每降低1℃，冷水机组的COP减少约3%。

我国水冷冷水机组的名义工况为冷凝侧进口水温 30℃，蒸发器侧出口冷水水温 7℃，但设计工况和运行工况、名义工况存在不同，规范《公共建筑节能设计标准》(GB20189) 中基于我国冷水机组名义工况下满负荷性能参数及非名义工况下满负荷性能参数，拟合出适用于我国离心式冷水机组的设计工况下的 COP<sub>n</sub> 和 NPLV 的修正公式，公式如下：

$$COP_n = COP \cdot A \cdot B \tag{3}$$

$$NPLV = IPLV \cdot A \cdot B \tag{4}$$

$$A = 0.000000346579568 \times (LIFT)^4 - 0.00121959777 \times (LIFT)^2 + 0.0142513850 \times (LIFT)^2 + 1.33546833 \tag{5}$$

$$B = 0.00197 \times LE + 0.986211 \tag{6}$$

$$LIFT = LC - LE \tag{7}$$

式中：COP 为名义工况下离心式冷水机组的性能系数；COP<sub>n</sub> 为设计工况下离心式冷水机组的性能系数；IPLV 为名义工况下离心式冷水机组的性能系数；NPLV 为设计工况下离心式冷水机组的性能系数；LC 为冷水机组满负荷时冷凝器出口温度；LE 为冷水机组满负荷时蒸发器出口温度。

以制冷量为 3500kW 的某离心式冷水机组为例，其名义工况的 COP 为 6.27，根据上述公式计算其不同工况下的 COP 变化，如图 6 所示。冷水机组 COP 随蒸发器出水温度的升高而升高，当冷水温度由 7℃ 提升至 15.5℃ 后，COP 提高约 23%。COP 随冷凝器出水温度的降低而升高，出水温度由 37℃ 降至 25℃ 时，COP 升高约 25%，当冷凝水温度降至 25℃ 以下时，COP 随出水温度的降低逐渐趋于平缓。

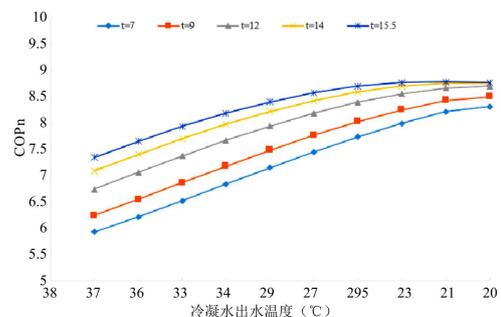


图 6 不同工况离心式冷水机组 COP 变化

Fig.6 COP changes of centrifugal chillers under different working conditions

基于上述制冷机性能情况分析，提高空调冷水的温度可显著提高制冷机的性能系数，数据中心冷负荷主要是显冷负荷，几乎不需要除湿，具备提高空调冷水温度的条件。降低冷却水的温度同样可以提升制冷机的性能系数，但冷却水温度过低会给制冷机的安全运行带来隐患，一般都设计不低于 15℃。实际工程中，冷却水系统一般为定流量运行，冷却塔全速运行，冷却水温随湿球温度的变化而变化，当达到最低温度时通过控制冷却塔运行台数和风机转速或旁通阀等来维持最低供水温度。

### 2.3 部分自然冷却工况分析

部分自然冷却工况时，空调冷水回水先经板式换热器与冷却水进行热交换，降低进入制冷机蒸发器的冷水温度，减少制冷机的负荷，同时提高制冷机的运行效率，取得节能效益。冷却塔、制冷机和板式换热器对其运行都有影响，制冷机和冷却塔前述已分析，本节重点分析板式换热器的影响。

水—水板式换热器的换热能力与冷却侧换热被冷却侧水温与流量有关，本文假设数据机房负荷不变，既假定换热器被冷却侧进水温度和流量不变，则换热能力与冷却侧进水温度和流量有关。

某型号板式换热器的选型计算公式如下：

表 3 不同冷水温度部分自然冷却冷却塔出水温度及换热器设计参数

Table 3 Different cold water temperature partial natural cooling cooling tower outlet water temperature and heat exchanger design parameters

序号	空调冷水供/回水温度 (°C)	冷却塔进/出水温差 (°C)	部分自然冷却冷却塔出水温度 (°C)	换热器设计参数		计算换热面积 (m <sup>2</sup> )
				冷却侧供/回水温度 (°C)	被冷却侧供/回水温度 (°C)	
1	9/15	5	7.5 < t <sub>sw</sub> < 13.5	13.5/18.5	15/9	760
2	12/18	5	10.5 < t <sub>sw</sub> < 16.5	16.5/21.5	18/12	740
3	14/20	5	12.5 < t <sub>sw</sub> < 18.5	13.5/18.5	20/14	725
4	15.5/21.5	5	14 < t <sub>sw</sub> < 20	13.5/18.5	21.5/15.5	720

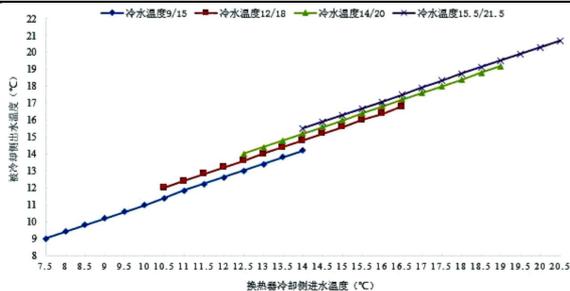


图 7 换热器被冷却侧出水温度的变化

Fig.7 Changes in the temperature of the outlet water on the cooled side of the heat exchanger

$$Q = F \cdot K \cdot \Delta t_m \tag{8}$$

$$K = 1 / (1 / \alpha_1 + \delta / \lambda + 1 / \alpha_2) \tag{9}$$

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / d_e \tag{10}$$

$$Nu = 0.313 \cdot Re^{0.637} \cdot Pr^{0.3(0.4)} \tag{11}$$

式中： $Q$  为换热负荷，kW； $K$  为换热器传热系数，W/ (m<sup>2</sup>·°C)； $\alpha_1$  为冷却侧对流换热系数，W/ (m<sup>2</sup>·°C)； $\alpha_2$  为被冷却侧对流换热系数，W/ (m<sup>2</sup>·°C)； $\delta$  为传热壁厚度，m； $\lambda$  为传热壁导热系数，W/ (m·°C)； $Nu$  为努谢尔特数， $Pr^{0.3(0.4)}$  中冷流体取 0.4，热流体取 0.3； $Re$  为雷诺数； $Pr$  为普朗特数。

从上式中可知，若换热器冷却侧和被冷却侧流量不变，当选定换热器后，换热器的换热系数主要与物性参数有关，而流体物性参数主要受温度的影响。

换热器的选型按照完全自然冷却初始切换温度设计，本文按照板式换热器温升 1.5℃考虑，表 3 为按照冷负荷 3500kW，不同的空调冷水供回水温度下换热器选型情况，图 7 为按表 3 选定的换热器在两侧水流量及被冷却侧进水温度不变时，被冷却侧出水温度随冷却侧进水温度的变化情况，图 8 为对应的换热负荷率随冷却侧进水温度的变化情况。

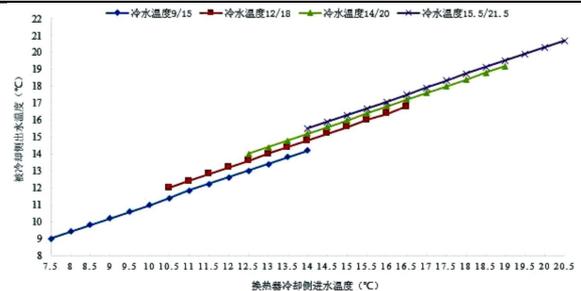


图 8 换热器冷却负荷率的变化

Fig.8 Changes in the cooling load rate of the heat exchanger

由图7可知,当换热器两侧水流量及被冷却侧进水温度不变时,其被冷却侧出水温度随冷却侧进水温度的变化基本呈线性变化,换热器的换热量也基本呈线性变化(见图8),冷却塔的供水温度每提高1℃,换热器换热负荷降低约15%。

该工况下运行时,随冷却水温度的降低,冷水机组的负荷逐渐降低,但冷水机组通常有最低负荷限度,当达到最低负荷时需要通过控制冷水机组运行台数或调节板式换热器的旁通阀(图1中的V<sub>2</sub>)来确保冷水机组的安全运行。

### 3 运行能效分析

冷源综合制冷性能系数(SCOP)是空调冷水系统供冷量Q与冷水机组、冷却塔及冷却水泵净输入能量ΣW之比,常用来评价冷水系统在一定供冷量下的运行能效,式(12)~(15)为其常用计算公式,SCOP的计算一般不含冷冻水泵,但为更准确、全面的分析系统的性能,本文计算时引入了

冷冻水泵。

$$SCOP = \sum Q_c / \sum E_e \tag{12}$$

$$\sum E_e = \sum E_L + \sum E_b + \sum E_B + \sum E_t \tag{13}$$

$$E_L = Q_c / COP \tag{14}$$

$$E_b(E_B) = 0.003096G \cdot H / \eta_b \tag{15}$$

式中:Q<sub>c</sub>为制冷设备制冷量,kW;E<sub>e</sub>为制冷设备冷源侧需要输入的总电量或总用电量,kW;E<sub>L</sub>为电制冷设备的耗电量,kW;E<sub>B</sub>为制冷设备对应的冷却水泵的耗电量,kW;E<sub>b</sub>为制冷设备对应的冷却塔风机的耗电量,kW;G为冷却(冻)水泵流量,m<sup>3</sup>/h;H为冷却(冻)水泵扬程,m;η<sub>b</sub>为冷却(冻)水泵效率。

本文以北京地区的某数据中心为例,分析冷水温度的运行能效,分析模型的设备参数如表4所示。为充分利用自然冷却,冷却塔及按满足本文表5中设定值选型。

表4 主要设备参数

Table 4 Main equipment parameters

序号	设备名称	规格参数	数量
1	离心式制冷机	额定制冷量: 3500kW, 额定工况 COP: 6.27	3 台
2	板式换热器	换热温差 1.5℃设计, 阻力≤40kPa	3 台
3	冷却塔	流量: 750m <sup>3</sup> /h, 进出水温度 37/32℃ (湿球温度 28℃)	3 台
4	冷却水泵	额定流量: 750m <sup>3</sup> /h, 扬程: 24m	3 台
5	冷冻水泵	流量: 500m <sup>3</sup> /h, 扬程: 34m	3 台

表5 不同空调冷水温度时的全年运行工况

Table 5 Annual operating conditions at different air-conditioning cold water temperatures

序号	空调冷水供/回水温度 (℃)	全压缩制冷			部分自然冷却			完全自然冷却		
		冷却塔出水温度 (℃)	室外湿球温度 (℃)	时长 (h)	冷却塔出水温度 (℃)	室外湿球温度 (℃)	时长 (h)	冷却塔出水温度 (℃)	室外湿球温度 (℃)	时长 (h)
1	9/15	>13.5	>8.5	5160	7.5<t≤13.5	1.0<t <sub>sw</sub> ≤8.5	1620	≤7.5	≤1.0	1980
2	12/18	>16.5	>12	4780	10.5<t≤16.5	5.0<t <sub>sw</sub> <12	1330	≤10.5	≤5.0	2650
3	14/20	>18.5	>14.5	3940	12.5<t≤18.5	8.0<t <sub>sw</sub> <14.5	1140	≤12.5	≤8.0	3680
4	15.5/21.5	>20	>16	3810	14<t≤20	10<t <sub>sw</sub> <16	1000	≤14	≤10.0	3950

图9为根据北京全年逐时干球温度和湿度计算的湿球温度分布,全年逐时干球温度和湿度来自DEST模拟软件。

根据图9中的湿球温度分布及上述不同工况的

分析,不同空调冷水温度时的全年运行工况分析如表5所示。从表中可以看出,空调冷水供水温度越高,完全自然冷却时间越长,冷水温度由12℃提升至14℃时,完全自然冷却的时长明显提升。当完全

自然冷却切换温度设定在湿球温度8℃时，运行时间占全年的42%。

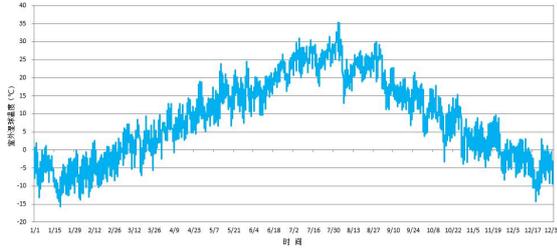


图 9 北京地区全年气象参数—湿球温度

Fig.9 Annual meteorological parameters in Beijing area—wet bulb temperature

图10为按式(12)~(15)计算的不同冷水温度下SCOP随冷却塔出水温度的变化曲线，计算中假定空调冷负荷不变，制冷机COP按本文图6进行计算，未考虑机组部分负荷(部分自然冷却)时性能系数提高的因素；冷却塔风机功率按冷却塔名牌功率取值，未考虑实际运行中冷却塔风机不同工况的调节。

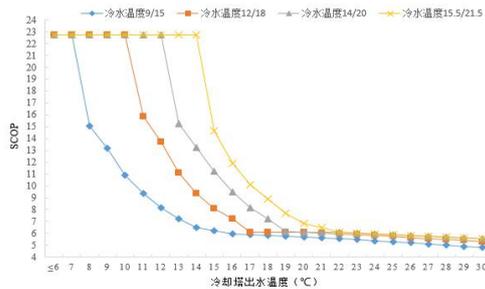


图 10 不同冷水温度 SCOP 随冷却塔出水温度变化曲线

Fig.10 Variation curve of different cold water temperature SCOP with cooling tower outlet water temperature

从图10中可以看出，相同冷却塔供水温度时，冷水温度越高，系统的SCOP系数越高。部分自然冷却工况下运行时，随冷水温度的升高，SCOP降低速率增加，主要是由于冷却侧进水温度的升高，致使进入制冷机冷凝器的进水温度升高，制冷机的COP有所降低导致。

图11为按照上述分析计算的不同冷水温度下的全年运行能耗分布，从图中可以看出，各种运行工况下，全压缩制冷能耗明显高于其他工况，说明降低全压缩制冷的运行时间是降低全年运行能耗的主要路径。随冷水供水温度的提高全年运行能耗逐渐降低，冷水供水温度由9℃提升至14℃时，全

年耗电量降低21.7%；但当冷水供水温度由14℃提升至15.5℃时，全年运行能耗并未明显降低，主要是由于当地气候的影响，全压缩制冷的运行时间并未明显减少，同时，两者的SCOP值随冷却塔出水温度的提高而趋近(见图10)。



图 11 不同冷水温度下全年能耗分布

Fig.11 Distribution of energy consumption throughout the year under different cold water temperatures

### 4 结语

(1) 数据中心需要全年供冷，冷却塔间接供冷系统的冷却塔选型不能完全按照制冷机的需要进行设计，应按照完全冷却时切换温度进行设计，并对夏季工况进行校核。

(2) 对于固定的冷却塔其逼近度随流量的减少而减小，随进出水温差的减小而减小，通过加大冷却塔规模可以增加完全自然冷却供冷的时间。提高空调冷水供水温度后，能对应提高切换为完全自然冷却的湿球温度，冷水温度每提高1℃，切换的湿球温度升高1.3~1.4℃。

(3) 完全自然冷却工况，制冷机组不运行，空调负荷不变的情况下，需要冷却塔散热的热量减少约15%，冷却水流量不变的情况下，冷却塔进出水温差对应减小15%，在确定完全自然冷却工况切换温度时，冷却塔进出水温差可按夏季工况温差减少15%考虑，增加完全自然冷却的运行时间。

(4) 提高空调冷水供水温度能显著提高制冷机的性能系数，并显著提高系统的SCOP，是降低系统能耗的主要路径之一。

(5) 部分自然冷却工况下，当换热器两侧水流量及被冷却侧进水温度不变时，换热器的换热量与冷却侧进水温度的变化基本呈线性关系，冷却塔

的供水温度每提高 1℃, 换热器换热负荷降低约 15%, 对应制冷机的负荷就增加 15%。

(6) 冷却塔间接供冷系统全年能耗中, 全压缩制冷运行的能耗占总能耗的比重较大, 降低全压缩制冷的运行时间是降低全年运行能耗的主要路径。

#### 参考文献:

- [1] 北京市建筑设计研究院. 北京地区冷却塔供冷系统设计指南[M]. 北京: 中国计划出版社, 2011.
- [2] 折建利, 黄翔, 刘凯磊. 冷却塔自然供冷系统在兰州某数据中心应用的测试分析[J]. 暖通空调, 2016, 46(10): 22.
- [3] 殷平. 数据中心研究 (7): 自然冷却[J]. 暖通空调, 2017, (11): 49-60.
- [4] 张海南, 邵双全, 田长青. 数据中心自然冷却技术研究进展[J]. 制冷学报, 2016, (4): 46-54.
- [5] U S. Environmental Protection Agency[R]. Report to Congress on Server and Data Center Energy Efficiency Public Law, 2007: 109-431.
- [6] 高亭亭. 华北地区数据中心冷却方式优化研究[D]. 保定: 华北电力大学, 2019.
- [7] 钱晓栋, 李震. 数据中心空调系统节能研究[J]. 暖通空调, 2012, 42(3): 91-96.
- [8] 许文民. 降低数据中心 PUE 值的方法研究[J]. 科技与创新, 2016, (20): 110-111.
- [9] 吕继祥, 王铁军, 赵丽, 等. 基于自然冷却技术应用的数据中心空调节能分析[J]. 制冷学报, 2016, (3): 113-118.
- [10] 傅烈虎. 数据中心空调系统设计应关注的问题[J]. 制冷与空调, 2017, (11): 70-75.
- [11] 熊慧亮, 涂祥宇. 数据中心工程中暖通系统节能措施的分析[J]. 现代信息科技, 2019, (14): 89-90.
- [12] 黄翔, 李婷婷, 刘凯磊, 等. 乌鲁木齐某数据中心热环境分析及气流组织优化研究[J]. 西安建筑科技大学学报 (自然科学版), 2019, (1): 104-108.
- [13] 肖新文, 魏赠, 曾春利. 间接蒸发冷却空调箱机组制冷的数据中心气流组织探讨[J]. 制冷与空调, 2020, (1): 62-69.
- [14] 张华. 数据中心空调节能技术探讨及新型机械冷却+自然冷却空调技术研究[J]. 上海节能, 2016, (7): 376-379.
- [15] 张建伟. 某数据中心空调系统设计及节能优化分析[J]. 建筑工程技术与设计, 2018, (25): 39-45.
- [16] 吴一凡. 数据中心自然冷却技术的现状探讨[J]. 节能, 2018, (7): 103-105.