

某热湿地区发电厂高温车间蒸发冷却降温通风系统设计应用研究

杨锋斌^{1,✉}, 王春磊², 张先提², 孙文龙²

(1. 中国电建集团西北勘测设计研究院有限公司, 陕西 西安 710065;

2. 中国能源建设集团广东省电力设计研究院有限公司, 广东 广州 510663)

摘要: [目的] 为了降低通风空调系统能耗, 提出适用于热湿地区发电厂高温车间蒸发冷却降温通风系统参数选择方法, 并结合设计实例分析。[方法] 通过室外逐时参数对比和理论分析确定蒸发冷却室外参数的选取依据, 并在此基础上提出适用于蒸发冷却系统室外参数的确定方法。同时以热湿地区某发电厂变频器室降温通风系统设计实例分析。[结果] 结果表明: 蒸发冷却系统用于热湿地区高温车间降温通风是可行的, 系统运行效果表明其节能效果显著。[结论] 所提参数选择方法是正确并有效的, 可为实际工程应用提供借鉴指导。

关键词: 蒸发冷却; 热湿地区; 室外气象参数; 高温车间; 降温通风

中图分类号: TM611; TU834

文献标志码: A

文章编号: 2095-8676(2023)S1-0081-07

开放科学(资源服务)二维码:



Design and Application of Evaporative Cooling Ventilation System for High Temperature Workshop of a Power Plant in a Hot and Humid Area

YANG Fengbin^{1,✉}, WANG Chunlei², ZHANG Xianti², SUN Wenlong²

(1. PowerChina Northwest Engineering Corporation Limited, Xi'an 710065, Shaanxi, China;

2. China Energy Engineering Group Guangdong Electric Power Design Institute Co., Ltd., Guangzhou 510663, Guangdong, China)

Abstract: [Introduction] In order to reduce the energy consumption of the ventilation and air-conditioning system, a parameter selection method for the evaporative cooling ventilation system suitable for the high temperature workshop of a power plant in a hot and humid area is proposed, and the analysis is combined with the design example. [Method] The basis for selecting outdoor parameters of evaporative cooling was determined through the comparison of outdoor hourly parameters and theoretical analysis, and on this basis, a method for determining outdoor parameters of evaporative cooling system was proposed. At the same time, an example of the design of the cooling and ventilation system in the inverter room of a power plant in a hot and humid area was analyzed. [Result] The results show that the evaporative cooling system is feasible for cooling and ventilation in a high temperature workshop in a hot and humid area, and the system operation effect shows that its energy saving effect is significant. [Conclusion] The proposed parameter selection method is correct and effective, and can provide guidance for practical engineering application.

Key words: evaporative cooling; hot and humid area; outdoor meteorological parameters; high temperature workshop; cooling and ventilation

2095-8676 © 2023 Energy China GEDI. Publishing services by Energy Observer Magazine Co., Ltd. on behalf of Energy China GEDI. This is an open access article under the CC BY-NC license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

0 引言

在各类发电厂中, 电气类房间(如变频器室、变压器室等)设备散热量大、散湿量忽略不计、室内洁净度高, 其暖通空调系统对于设备正常运行与否至

关重要^[1]。常规采用空调降温技术, 其机组运行能耗高, 系统运行成本较高, 不符合节能降耗政策要求。蒸发冷却技术因其节能效果显著, 系统简单, 在各行各业成功应用的案例越来越多。鲁亮^[2]对蒸发冷却技术在贵阳地区数据中心的应用进行了探讨, 总结

了蒸发冷却技术在贵阳地区数据中心的适用性。刘晓峰、陆襄等人^[3]介绍了核电站常规岛间采用直接蒸发冷却空调机组, 主要对直接蒸发冷却空调机组中填料段采用的水过滤系统进行说明, 同时介绍填料比表面积确定方法。贺兴旺、任彩玮等人^[4]利用 CFD 技术对采用蒸发冷却降温机组时空冷配电间的室内环境进行了模拟分析, 认为其完全满足室内运行要求。石成君^[5]通过对印度某火力发电厂主厂房通风应用直接蒸发冷却技术进行了介绍, 并提供了主要设备及管道的选型和布置方案。曾婷婷、王玉娇等人^[6]基于不同室外气候条件下蒸发冷却空调系统的性能分析, 提出不同工程应根据建筑冷负荷设置蒸发冷却空调系统的运行模式。前人关于蒸发冷却技术的研究多集中于我国的西北部、北部及中部的干热地区, 对其应用于南方湿热地区的研究较少。本文通过对某热湿地区燃气发电厂循环水泵房变频器室采用蒸发冷却技术分析, 探究蒸发冷却室外气象参数的选取依据和系统设计, 并对其节能效果进行计算验证。

1 蒸发冷却系统

1.1 直接蒸发冷却

直接蒸发冷却指空气与雾状水直接接触, 由于水蒸发吸收热量, 空气的温度都降低, 而含湿量升高, 空气的显热转化为潜热, 这是一个绝热加湿过程^[7]。直接蒸发冷却焓湿图处理过程如图 1 所示, 室外空气 t_1 在与水进行充分热湿交换后, 沿等焓线变化到状态 t_2 , 这一过程中空气温度下降, 含湿量增加, 达到降温的效果。

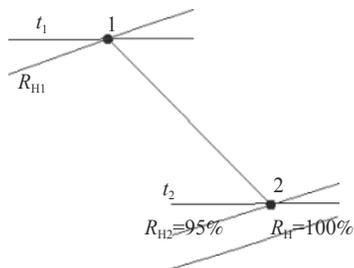


图 1 直接蒸发冷却过程

Fig. 1 Direct evaporative cooling process

1.2 间接蒸发冷却

间接蒸发冷却指空气和水通过非接触式换热, 空气温度降低, 但含湿量不变, 此过程为等湿冷却过

程^[8]。间接蒸发冷却焓湿图处理过程如图 2 所示, 室外空气 t_1 在与水进行间接换热后, 沿等湿线变化到状态 t_2 , 这一过程中空气温度下降, 含湿量不变, 同样达到降温的效果。

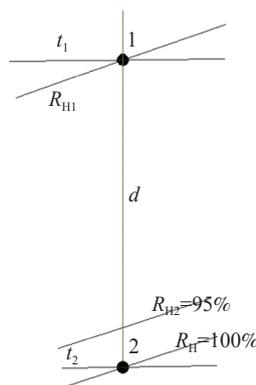


图 2 间接蒸发冷却过程

Fig. 2 Indirect evaporative cooling process

通过以上蒸发冷却原理分析可知, 间接蒸发冷却可获得的空气最低温度趋近于空气露点温度, 而直接蒸发冷却过程可获得的空气最低温度趋近于空气湿球温度^[9]。

2 蒸发冷却室外气象参数的选取

2.1 室外逐时参数对比分析

在实际蒸发冷却系统设计选型中, 采用规范规定的夏季空调室外计算干球和湿球温度。

夏季空调室外计算干球温度采用历年平均不保证 50 h 的干球温度^[10], 即参与统计的年份中, 各年不保证 50 h 的干球温度的平均值, 按此方法只考虑各年不保证 50 h 的干球温度, 此温度随机分布在全年 8 760 h 中任一时间段内。

同理, 夏季空气调节室外计算湿球温度采用历年平均不保证 50 h 的湿球温度, 即参与统计的年份中, 各年不保证 50 h 的湿球温度的平均值, 按此方法只考虑各年不保证 50 h 的湿球温度, 此温度亦随机分布在全年 8 760 h 中任一时间段内。

本文以某燃气发电厂所在地海口全年 8 760 h 室外逐时干球温度变化规律为例, 对适宜蒸发冷却系统室外空气参数的选取作进一步说明。依据《工业建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB 50019—2015)^[11], 海口夏季空调室外计算干球温度 35.1 °C, 空调室外计算湿球温度 28.1 °C。海口最热月(7月)

的逐时干球温度与湿球温度分布如图 3 所示。

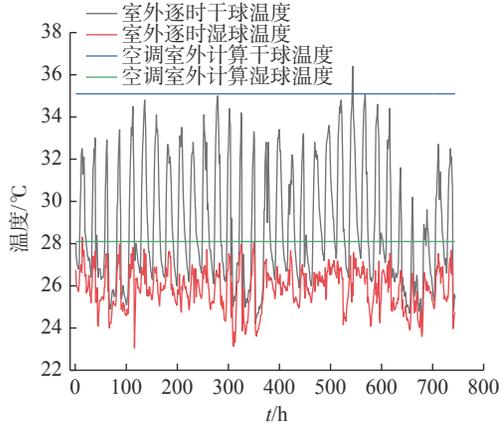


图 3 海口最热月 7 月的逐时干球温度与湿球温度分布
Fig. 3 Hourly dry bulb temperature and wet bulb temperature distribution in Haikou's hottest month—July

从图 3 中可看出, 整个 7 月出现室外温度高于 35.1 °C 的时刻分别为 7 月 23 日 14:00 (35.7 °C) 和 15:00 (36.4 °C), 而对应时刻的湿球温度分别为 26.13 °C 和 25.54 °C, 均低于空气调节湿球温度 28.1 °C; 湿球温度出现 28.1 °C 的时刻为 7 月 15 日 13:00, 此时干球温度为 33.3 °C, 低于空气调节室外计算干球温度 35.1 °C。

以上分析可以看出干球温度和湿球温度出现最高点的对应时刻不一致, 即干球温度最高的时刻并不是湿球温度最高的时刻, 湿球温度最高的时刻也并不是干球温度最高的时刻, 二者不存在对应关系, 由此确定的室外空气状态点不一定是当地真实出现的状态点, 甚至是不存在的。如若根据室外空调计算参数进行蒸发冷却系统设计, 必然要加大蒸发冷却机组的能力和外形尺寸, 出现较大误差。

2.2 室外气象参数选取理论分析

以下通过理论分析蒸发冷却室外参数选取依据。

蒸发冷却空调系统冷负荷计算与常规空调系统一致^[12]。冷负荷主要由围护结构传热量引起的冷负荷 Q_1 构成, 根据

$$Q_1 = KF(t_{zs} - t_n) \quad (1)$$

$$t_{zs} = t_{sh} + \frac{pJ}{\alpha_w} \quad (2)$$

$$t_{sh} = t_{wp} + \beta \Delta t_r \quad (3)$$

$$\Delta t_r = \frac{t_{wg} - t_{wp}}{0.52} \quad (4)$$

即有:

$$Q_1 = KF \left(t_{wp} + \beta \frac{t_{wg} - t_{wp}}{0.52} + \frac{pJ}{\alpha_w} - t_n \right) = KF \left(\frac{\beta}{0.52} t_{wg} + \frac{0.52 - \beta}{0.52} t_{wp} + \frac{pJ}{\alpha_w} - t_n \right) \quad (5)$$

式中:

K ——围护结构传热系数 ($W/(m^2 \cdot K)$);

F ——围护结构计算面积 (m^2);

t_{zs} ——夏季空调室外计算逐时综合温度 ($^{\circ}C$);

t_n ——室内干球温度 ($^{\circ}C$);

t_{sh} ——夏季空调室外计算逐时温度 ($^{\circ}C$);

p ——围护结构外表面对于太阳辐射热的吸收系数;

J ——围护结构所在朝向的逐时太阳总辐射照度 (W/m^2);

α_w ——围护结构外表面传热系数 ($W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$);

t_{wp} ——夏季空气调节室外计算日平均温度 ($^{\circ}C$);

β ——室外温度逐时变化系数;

Δt_r ——夏季室外计算平均日较差 ($^{\circ}C$);

t_{wg} ——夏季空气调节室外计算干球温度 ($^{\circ}C$)。

蒸发冷却空调系统制冷量 Q_2 按下式计算:

$$Q_2 = Gc_p(t_n - t_0) \quad (6)$$

$$t_0 = t_{wg} - \varepsilon(t_{wg} - t_{ws}) \quad (7)$$

即有:

$$Q_2 = Gc_p(t_n - t_0) = Gc_p[t_n - t_{wg} + \varepsilon(t_{wg} - t_{ws})] \quad (8)$$

式中:

G ——空调系统送风量 (kg/s);

c_p ——空气的比定压热容 ($kJ/(kg \cdot ^{\circ}C)$);

t_0 ——空调机送风状态点温度 ($^{\circ}C$);

t_{wg} ——夏季空气调节室外计算干球温度 ($^{\circ}C$);

t_{ws} ——夏季空气调节室外计算湿球温度 ($^{\circ}C$);

ε ——蒸发冷却效率 (%)。

实际选型中有:

$$Q_1 \leq Q_2 \quad (9)$$

即有:

$$KF \left(\frac{\beta}{0.52} t_{wg} + \frac{0.52 - \beta}{0.52} t_{wp} + \frac{pJ}{\alpha_w} - t_n \right) \leq Gc_p [t_n - t_{wg} + \varepsilon(t_{wg} - t_{ws})] \quad (10)$$

若 β 取 14 时室外温度逐时变化系数 0.52^[13-14], ε 取极限蒸发冷却效率 1 时, 上式可简化为:

$$KF \left(t_{wg} + \frac{pJ}{\alpha_w} - t_n \right) \leq Gc_p (t_n - t_{ws}) \quad (11)$$

进一步地:

$$t_{wg} + \frac{pJ}{\alpha_w} - t_n \leq \frac{Gc_p}{KF} (t_n - t_{ws}) \quad (12)$$

若令 $\frac{Gc_p}{KF} = 1$, 则可推出:

$$t_{wg} + t_{ws} \leq 2t_n - \frac{pJ}{\alpha_w} \quad (13)$$

从公式 13 可以看出, 对于蒸发冷却空调系统, 为了使空调选型满足要求, 室外空气干、湿球温度之和应小于 $2t_n - \frac{pJ}{\alpha_w}$ 。

参照现行规范空调室外计算温度选取原则, 蒸发冷却系统室外干、湿球温度的选取也以历年不保证 50 h 的干、湿球温度之和为原则。以下选取乌鲁木齐、西安、海口为典型代表城市进行说明, 如表 1 所示。

表 1 典型代表城市室外计算温度

Tab. 1 Outdoor calculated temperature in typical cities

典型代表城市	乌鲁木齐	西安	海口
空调室外计算干球温度	33.2	35.0	35.1
空调室外计算湿球温度	18.0	25.8	28.1
通风室外计算干球温度	27.5	30.6	32.2
通风室外计算湿球温度	16.9	23.9	27.1
不保证 50 h 干、湿球温度之和	50.2	59.0	61.3
蒸发冷却室外计算干球温度	31.6	33.1	34.6
蒸发冷却室外计算湿球温度	18.6	25.9	26.7

值得说明的是按照历年平均不保证 50 h 的干、湿球温度之和为原则确定的室外状态点是实际存在的, 选取的蒸发冷却室外计算干、湿球温度是同时刻相互对应的。但是该方法在实际使用中需要工程设计人员重新进行统计, 过程较为繁琐, 同时现阶段缺少国家标准制定机构的认可, 目前尚不具备推广应用条件。

进一步地, 现行暖通规范中通风室外计算干、湿球温度的选取对历年最热月 14 h 的平均干球温度和湿球温度统计结果, 是一组互相对应的参数, 且二者

之和小于不保证 50 h 干、湿球温度和, 同时仍然遵循现行国家标准规范对室外气象参数的统计方法和使用范围。因此在实际蒸发冷却系统设计过程中, 室外参数可采用通风室外计算参数。

3 蒸发冷却技术在某热湿地区发电厂变频器室应用实例

3.1 工程概况

海南某燃机电厂设置 1 座循环水泵房, 其变频器室室内顺序布置 4 台高压变频器, 输出功率 1.35 MW。

3.2 发电厂配电装置室参数条件与负荷特征

变频器室布置有配电柜、变频器, 散热量大, 且设备布置紧凑。冷负荷主要是设备散热量, 围护结构散热量占比小。室内总负荷主要为显热负荷, 由于没有散湿源, 湿负荷几乎可以忽略不计, 故室内空气热湿比趋向 $+\infty$ 。变频器散热量与设备运行工况有关, 近似为额定功率的 2%~4%, 如果长期较低频率运行, 则散热量可按变频器额定功率的 2% 估算^[15]。本项目变频器散热量按变频器额定功率的 4% 考虑, 为 216 kW。

3.3 蒸发冷却系统设计方案

3.3.1 室内外设计参数

通过上述室外气象参数选取原则, 海口蒸发冷却室外设计参数取通风室外设计参数, 即蒸发冷却室外计算干球温度 32.2 °C, 蒸发冷却室外计算湿球温度 27.1 °C。

根据《发电厂供暖通风与空气调节设计规范》(DLT 5035—2016)的要求, 配电间及变频器室夏季室内环境温度不宜高于 35 °C, 相对湿度没有具体要求。

在《调速电气传动系统第 2 部分: 一般要求低压交流变频电气传动系统额定值的规定》(GB/T 12668.2—2002)和《调速电气传动系统第 4 部分: 一般要求交流电压 1 000 V 以上但不超过 35 kV 的交流调速电气传动系统额定值的规定》(GB/T 12668.4—2006)中, 均对变频器的环境使用条件做出规定: 环境温度为 5~40 °C; 相对湿度为 5%~85%, 无凝露。

在该燃机电厂工程设计中, 变频器厂家提供的运行环境参数要求如下: +5 °C~+40 °C, 湿度 <95%, 无凝露, 气候条件 3K3(据 IEC 60721-3-3)。

本文理论分析依据《大中型火力发电厂设计规范》(GB 50660—2011)和《发电厂供暖通风与空气调

节设计规范》(DLT 5035—2016)的要求,将变频器室夏季室内设计温度设定为不高于 35℃,冬季室内环境温度不低于 5℃。而实际工程设计中可结合设备厂家要求参数灵活设计,保证设备安全运行。

3.3.2 系统形式选择

结合规范设计要求和当地气象条件,空气处理各点参数如下:(1)室外 W 点 ($t_w=32.2$ ℃, $t_{ws}=27.1$ ℃, $RH_w=68\%$, $d_w=21$ g/kg干, $h_w=86.3$ kJ/kg), (2)室内 N 点 ($t_n=35$ ℃, $t_{ns}=28.7$ ℃, $RH_n=63\%$, $d_n=22.83$ g/kg干, $h_n=93.916$ kJ/kg), (3)送风点 O ($t_o=27.8$ ℃, $t_{os}=27.1$ ℃, $RH_o=95\%$, $d_o=22.83$ g/kg干, $h_o=86.3$ kJ/kg)。

由上述参数可知 $h_w = h_o$, 室外空气经直接蒸发冷却沿等焓线 ($h=86.3$ kJ/kg) 可直接处理到送风状态 O 点。

如若采用间接蒸发冷却或者间接+直接蒸发冷却,室外空气经等湿线 ($d=22.83$ g/kg干) 冷却处理后,无法到达室内状态 N 点的+∞热湿比线上,室内空气要求参数无法保证,故实际工程设计中采用直接蒸发冷却方式。

3.3.3 空气处理过程

过室内 N 点做热湿比+∞线,过室外 W 点做等焓线 h , 等焓线 h 与热湿比+∞线相交于 O 点。 O 点即为送风状态点。空气处理过程如图 4 所示。

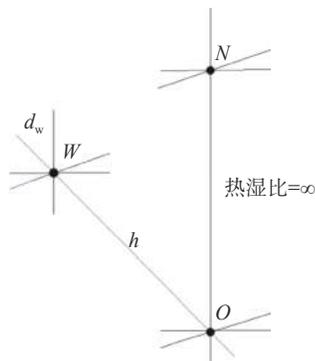


图 4 空气处理过程 h - d 图

Fig. 4 H-d diagram of air treatment process

3.3.4 送风量计算

送风量用下式计算:

$$G = \frac{Q}{0.28C\rho(t_n - t_o)} \quad (14)$$

式中:

G ——空调系统送风量(m^3/h);

Q ——室内热负荷(W);

C ——空气比热容 ($kJ \cdot (kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1})$), 取 $1.01 kJ \cdot (kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1})$;

ρ ——空气密度(kg/m^3), 取 $1.2 kg/m^3$;

t_o ——空调机送风状态点温度(℃);

t_n ——夏季空气调节室外计算干球温度(℃)。

经计算,送风量为 $89\ 100 m^3/h$ 。

3.3.5 循环水量计算

循环水量计算公式为:

$$L = G\rho(d_o - d_w) \quad (15)$$

式中:

L ——蒸发冷却加湿所需水量(kg/h);

G ——空调系统送风量(m^3/h);

ρ ——空气密度(kg/m^3), 取 $1.2 kg/m^3$;

d_o ——蒸发冷却机组出口空气含湿量(g/kg 干空气), 查 h - d 图得 $d_o=22.828 g/kg$;

d_w ——蒸发冷却机组进口空气含湿量(g/kg 干空气), 查 h - d 图得 $d_w=21.01 g/kg$ 。

经计算,循环水量 $L=194.4 kg/h$ 。

依据上述计算结果,选用 3 台风量为 $36\ 000 m^3/h$ 、蒸发量为 $80 L/h$ 、余压为 $150 Pa$ 的蒸发式冷气机,单台电功率为 $3 kW$ 。

4 方案比选分析

4.1 机械全面通风

若采用全面通风方式,计算送风量为:

$$G = \frac{216}{0.28 \times 1.01 \times 1.2(35 - 32.2)} = 229\ 137 m^3/h。$$

风机选型 6 台屋顶风机,单台额定风量 $40\ 000 m^3/h$,设备功率 $3 kW$,总输入功率 $18 kW$ 。

全面通风方案初投资低,但运行费用高。同时室外温度波动对全面通风降温效果影响较大,造成室内温度波动不稳定,影响变频器正常运行。

4.2 单元式空调柜机

若采用单元式空调方案,空调选型 4 台制冷量 $59.6 kW$,电功率 $22.36 kW$ 的风冷型单元式空调机组,总电功率为 $89.44 kW$ 。单元式空调方案初投资高,运行费用高,且由于采用冷媒直接蒸发的形式,空调送风温度低,易使设备表面出现凝结水,存在安全隐患。

4.3 节能运行效果分析

以下对上述 3 种方案的运行参数进行对比分析,

运行期 4—10 月(共计 7 个月),冬季和过渡季不运行机组的直接蒸发冷却段,仅开启内部风机,室外空气经过滤后直接引入室内,由于送风温差较大,送风量可以满足室内温湿度要求。各方案对比分析结果如表 2 所示。

表 2 方案对比分析表

Tab. 2 Scheme comparison and analysis

参数	系统方案		
	直接蒸发冷却	机械全面通风	单元式空调柜机
用电输入总功率/kW	9	18	89.44
耗水量/(t·h ⁻¹)	0.194	—	—
运行时间/h	5 040	5 040	5 040
总耗电量/MWh	45.36	90.72	450.70
电价/(元·kWh ⁻¹)	0.56	0.56	0.56
总电费/万元	2.54	5.08	25.24
总耗水量/t	977.76	0	0
水价/(元·t ⁻¹)	3.6	3.6	3.6
总水费/万元	0.35	0	0
总运行费用/万元	2.89	5.08	25.24

相比全面通风和单元式空调柜机方案,直接蒸发冷却方案总耗电量最低,总运行费用最少,可见直接蒸发冷却系统用于发电厂高温车间通风降温节能效果明显。

5 结论

1) 现行暖通规范中干、湿球温度出现最高点的对应时刻不一致,即干球温度最高的时刻并不是湿球温度最高的时刻,湿球温度最高的时刻也并不是干球温度最高的时刻,二者不存在对应关系,由此确定的室外空气状态点不一定是当地真实出现的状态点,甚至是不存在的。如若根据室外空调计算参数进行蒸发冷却系统设计,必然要加大蒸发冷却机组的能力和外形尺寸,出现较大误差。

2) 蒸发冷却空调系统设计选型中,室外空气干、湿球温度之和应小于 $2t_n - \frac{pJ}{\alpha_w}$ 。实际应用中可采用历年平均不保证 50 h 的干、湿球温度之和为原则确定的室外状态点,采用该方式确定的室外干、湿球温度是同时刻相互对应的、空气状态点是实际存在的。但是该方法使用中需要工程设计人员重新进行统计,过程较为繁琐,同时现阶段缺少国家标准制定机构

的认可,目前尚不具备推广应用条件。因此在实际蒸发冷却系统设计过程中,蒸发冷却系统室外参数建议采用通风室外计算参数。

3) 相比全面通风和单元式空调柜机方案,直接蒸发冷却方案总耗电量最低,总运行费用最少,可见直接蒸发冷却系统应用于热湿地区发电厂高温车间通风降温是可行的。

参考文献:

- [1] 邱佳,黄翔,张鑫,等.蒸发冷却通风降温技术在西北地区发电厂变频机房中的应用[J].暖通空调,2015,45(7):71-74,47. QIU J, HUANG X, ZHANG X, et al. Application of evaporative ventilation cooling technology to frequency conversion machine rooms of power plant in northwest region [J]. Heating ventilating & air conditioning, 2015, 45(7): 71-74, 47.
- [2] 鲁亮.蒸发冷却技术在贵阳地区数据中心的应用探讨[J].制冷与空调(四川),2021,35(4):588-591. DOI: 10.3969/j.issn.1671-6612.2021.04.022. LU L. Application of evaporative cooling technology in Guiyang regional data center [J]. Refrigeration & air conditioning, 2021, 35(4): 588-591. DOI: 10.3969/j.issn.1671-6612.2021.04.022.
- [3] 刘晓峰,陆襄,黄翔,等.浅析核电站常规岛应用的直接蒸发冷却空调机组[J].发电与空调,2012,33(2):65-67. DOI: 10.3969/J.ISSN.2095-3429.2012.02.018. LIU X F, LU X, HUANG X, et al. Analysis of direct evaporative cooling conditioning unit application on conventional island of nuclear power plant [J]. Power generation technology, 2012, 33(2): 65-67. DOI: 10.3969/J.ISSN.2095-3429.2012.02.018.
- [4] 贺兴旺,任彩玮,刘冲.空冷配电间降温通风设备选型优化[J].暖通空调,2012,42(3):32-36. DOI: 10.3969/j.issn.1002-8501.2012.03.008. HE X W, REN C W, LIU C. Selection and optimization of cooling and ventilation equipment for air-cooled inverter rooms [J]. Heating ventilating & air conditioning, 2012, 42(3): 32-36. DOI: 10.3969/j.issn.1002-8501.2012.03.008.
- [5] 石成君.直接蒸发冷却技术在国外某火力发电厂主厂房通风系统中的应用[J].上海节能,2021(12):1342-1346. DOI: 10.13770/j.cnki.issn2095-705x.2021.12.006. SHI C J. Application of direct evaporative cooling ventilation system in main power hall at some thermal power plant abroad [J]. Shanghai energy conservation, 2021(12): 1342-1346. DOI: 10.13770/j.cnki.issn2095-705x.2021.12.006.
- [6] 曾婷婷,王玉娇,刘鸣,等.基于不同室外气候条件下蒸发冷却空调系统的性能分析[J].西安建筑科技大学学报(自然科学版),2021,53(6):921-926,946. DOI: 10.15986/j.1006-7930.2021.06.017. ZENG T T, WANG Y J, LIU M, et al. Performance analysis of evaporative cooling air-conditioning system under different outdoor climate conditions [J]. Journal of Xi'an university of

- architecture & technology (natural science edition), 2021, 53(6): 921-926,946. DOI: 10.15986/j.1006-7930.2021.06.017.
- [7] 黄翔. 蒸发冷却空调原理与设备 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2019.
HUANG X. Principle and equipment of evaporative cooling air conditioning [M]. Beijing: China Machine Press, 2019.
- [8] 黄翔. 蒸发冷却空调理论与应用 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.
HUANG X. Theory and applications of evaporative air conditioning [M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2010.
- [9] 陈焕新, 张登春. 蒸发冷却技术在我国中南地区应用的可行性研究 [J]. 制冷, 2001, 20(4): 40-43. DOI: 10.3969/j.issn.1005-9180.2001.04.011.
CHEN H X, ZHANG D C. Application research of evaporative cooling technique in areas of central south China [J]. Refrigeration, 2001, 20(4): 40-43. DOI: 10.3969/j.issn.1005-9180.2001.04.011.
- [10] 曹阳, 陈方圆, 刘刚. 蒸发冷却全空气空调系统地域适应性研究 [J]. 暖通空调, 2013, 43(5): 88-92.
CAO Y, CHEN F Y, LIU G. Regional adaptability of evaporative cooling all-air air conditioning systems [J]. Heating ventilating & air conditioning, 2013, 43(5): 88-92.
- [11] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 工业建筑供暖通风与空气调节设计规范: GB 50019—2015 [S]. 北京: 中国计划出版社, 2016.
Ministry of Housing and Urban-rural Development of the People's Republic of China. Design code for heating ventilation and air conditioning: GB 50019-2015 [S]. Beijing: China Planning Press, 2016.
- [12] 辛军哲, 周孝清, 何淦明. 直接蒸发冷却式空调系统的适用室外气象条件 [J]. 暖通空调, 2008, 38(1): 52-53. DOI: 10.3969/j.issn.1002-8501.2008.01.013.
XIN J Z, ZHOU X Q, HE G M. Outdoor climatic conditions for direct evaporative air conditioning systems [J]. Heating ventilating & air conditioning, 2008, 38(1): 52-53. DOI: 10.3969/j.issn.1002-8501.2008.01.013.
- [13] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范: GB 50736—2012 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.
Ministry of Housing and Urban-rural Development of the People's Republic of China. Design code for heating ventilation and air conditioning of civil buildings: GB 50736-2012 [S]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2012.
- [14] 赵荣义, 范存养, 薛殿华, 等. 空气调节(3版) [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.
ZHAO R Y, FAN C Y, XUE D H, et al. Air conditioning (3rd ed.) [M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2009.
- [15] 中国电力工程顾问集团有限公司. 电力工程设计手册-火力发电厂供暖通风与空气调节设计 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2017.
China Power Engineering Consulting Group Co., Ltd. Power engineering design manual-thermal power plant heating ventilation and air conditioning design [M]. Beijing: China Electric Power Press, 2017.

 作者简介:


杨锋斌

杨锋斌(第一作者, 通信作者)

1990-, 男, 硕士, 主要从事发电厂通风空调设计与研究工作(e-mail)yangfengbin2020@163.com。

王春磊

1994-, 男, 工程师, 硕士, 主要从事电力工程通风空调设计与研究工作(e-mail)wangchunlei@gedi.com.cn。

张先提

1983-, 男, 高级工程师, 硕士, 主要从事发电厂通风空调设计与研究工作(e-mail)zhangxianti@gedi.com.cn。

孙文龙

1957-, 男, 教授级高级工程师, 主要从事发电厂通风空调设计与研究工作(e-mail)sunwemlong@gedi.com.cn。

(编辑 赵琪)