

湖泊、池塘的水温模型与最大供冷能力的分析研究

重庆大学三峡库区生态环境教育部重点实验室 福建工程学院 范亚明[☆]

重庆大学三峡库区生态环境教育部重点实验室 付祥钊

摘要 借鉴分层水蓄冷方式,提出利用稳流器装置从水体底部取水、同温层回水的思路,建立了二维竖向水动力水温模型,与实测值的比较表明,该模型可以较准确地反映水体全年自然水温分布状态。利用该水温模型研究了水体的最大供冷能力,分析了供回水温差、气候和水深的影响。

关键词 热分层 湖泊 池塘 水温模型 最大供冷能力

Water temperature model and maximum cooling capacity of a lake or pond

By Fan Yaming[★] and Fu Xiangzhao

Abstract Based on the stratified chilled water storage mode, presents the method that outlet water is delivered from near the deepest level and returns to the level where the temperature of ambient water most closely matches the inlet water temperature using current regulator. Develops a two-dimensional vertical hydrodynamic water temperature model. A comparison result with measured value shows that the model can accurately simulate actual profile of water temperature. Predicts maximum cooling capacity of water pond with the model and analyses the influence of temperature difference of inlet and outlet water, climate and water depth on the maximum cooling capacity.

Keywords thermal stratification, lake, water pond, water temperature model, maximum cooling capacity

[★] Fujian University of Technology, Fuzhou, China

①

1 研究背景

为了提高能源的利用效率,减少温室气体和污染物的排放,在选取建筑物的冷热源时,应充分挖掘天然冷热源的潜力。

在我国南方地区,特别是小城镇,湖泊和池塘资源丰富,是清洁的天然冷热源,具有广阔的利用前景。湖泊、池塘属于流动缓慢的静水水体,水体交换次数和交换的可能性小,当水深达到一定深度时,在夏、秋季节出现明显的热分层现象^[1]。根据水体的温度梯度可将水体分为温水层、温跃层和冷水层(见图 1)。水体表层为温水层,水温基本均匀,主要受水面气候的影响;在此之下的水温迅速

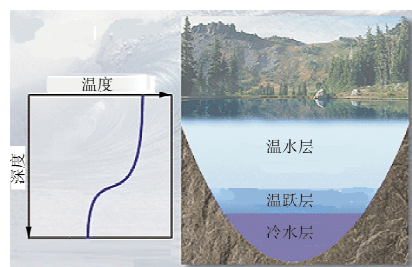


图 1 夏季水体热分层示意图

变化区称为温跃层,其温度随深度增加急剧下降

①[☆] 范亚明,女,1974 年 9 月生,博士研究生,讲师
300035 福建工程学院环境与设备工程系(仓山校区)
(0) 13599068884
E-mail: chenfanyaming@126.com

收稿日期:2005-11-11

一次修回:2009-03-11

二次修回:2009-06-08

* 国家“十五”重大科技专项资助项目(编号:2003BA808A19-6),福建省教育厅 A 类项目(编号:JA07149)

(温度通常每 m 可下降 1 °C);温跃层以下为停滞静水,水温很低,甚至低于岩土的温度,称为冷水层,是品质较好的冷源。

目前国内外对池塘、湖泊利用的研究主要分为两大类:一是利用温度较低的冷水层的水作为冷源的研究;二是利用温度较高的温水层的水作为冷、热源的研究。前者如美国康乃尔大学开展的获得 2002 年美国 ASHRAE 技术奖一等奖的“湖水源冷却项目”(lake source cooling project),以及加拿大多伦多市于 2004 年 8 月启动的深层湖水冷却工程,后者如美国伯明翰^[2]和天津奥运体育馆的湖水源热泵系统等。

美国和加拿大的深层湖水冷却工程中,湖泊的面积大,水深达 80 m 左右,对于被利用的水量来说,整个水体可视为无限大,可以忽略取水方式对竖向水温分布造成的扰动。而对于小型的热分层湖泊和池塘来说,水深、水量和储蓄的冷量有限,在夏季利用冷水层的低温冷水时容易扰动原有的热分层,破坏温跃层,造成冷水层的冷水与温水层的温水混合,降低了湖泊和池塘的供冷能力。笔者借鉴分层水蓄冷方式,提出利用稳流器装置底部取水、同温层回水的思路(见图 2),并且对水体的最大供冷能力及其影响因素进行了研究。

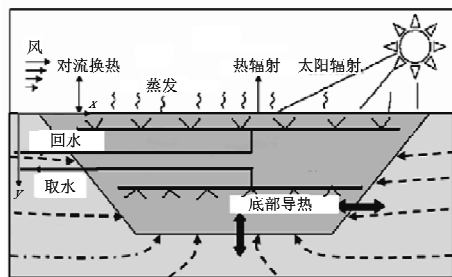


图 2 热分层水体采用稳流器取水示意图

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho\varphi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\varphi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w\varphi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_{\varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma_{\varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial z}\right) + S_{\varphi} \quad (1)$$

式中 τ 为时间, s; ρ 为水的密度, kg/m³, $\rho = 999.841\,022\,29 + 0.067\,477\,741\,278t - 0.008\,976\,483\,053\,1t^2 + 8.853\,483\,153\,5 \times 10^{-5}t^3 - 6.551\,555\,105\,2 \times 10^{-7}t^4$, 其中 t 为水温, °C; x, z 分别代表水面纵向和竖向; u, w 分别为纵向和竖向的流速, m/s; 各方程相应的 $\varphi, \Gamma_{\varphi}$ 和 S_{φ} 见表 1。

表 1 中, $S_m(x, z, \tau) = m(x, z, \tau)/V(x, z)$ (稳流器出口和进口的附近区域), $S_m(x, z, \tau) = 0$ (其他区域), 其中 $m(x, z, \tau)$ 为取回水的质量流量,

2 池塘、湖泊的二维竖向水动力水温模型

2.1 物理模型

为了确定水体能提供的最大供冷能力,必须了解水体在承担不同热负荷时全年的水温分布情况,但已有的一维湖泊、冷却池水温模型采用常数或经验公式确定竖向扩散系数变量^[2-10],立面二维水库模型主要针对强分层的大型深水湖^[11-13],而且无法模拟在夏季采用底部取水、同温层回水方式的水温情况。三维模型模拟耗时太长^[13-15]。为了合理描述和方便计算,本文针对狭长型热分层湖泊和池塘,各水力常数(如流速、温度)沿竖向和纵向的变化比沿水平横向的变化大得多的情况,将水体近似为竖向和纵向的二维模型。并作以下假设:

1) 采用 Boussinesq 假设,认为温度不同引起的密度变化很小,仅在运动方程重力项中考虑;

2) 水面采取刚盖假设,认为自由水面固定不变,其法向速度为零,水面切向流速等于风与水面的摩擦速度,假设水面对太阳辐射的反射比不随太阳高度角变化;

3) 不考虑岩土与水体间以及岩土中的质交换;

4) 壁面与水底采用黏性无滑移条件,并假定无质量交换;

5) 取回水口处,假设为取回水无混合现象出现的理想情况,稳流器在水体底部取出冷水用于供冷后,将升温的温水返回到水体中与回水温度相同的水层。

2.2 控制方程

在 Boussinesq 假设的前提下,建立标准的 $K-\epsilon$ 湍流二维模型,并针对浮力对湍流普朗特数 Pr 的影响,对经验公式加以修正^[12-15]。控制方程的通用形式为

表 1 各方程相应的 $\varphi, \Gamma_{\varphi}$ 和 S_{φ}

方程	φ	Γ_{φ}	S_{φ}
连续性方程	1	0	$S_m(x, z, \tau)$
x-动量方程	u	$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial w}{\partial x}\right)$
z-动量方程	w	$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$	$-\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial u}{\partial z}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial w}{\partial z}\right) - \rho g$
能量方程	t	$k_{\text{eff}} = \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t}$	$\frac{1}{c_p} \left(\frac{\partial q_{\text{net}}}{\partial z} + S_m(x, z, \tau) \right)$
湍流动能方程	K	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_K}$	$P - \rho \epsilon + B$
湍流耗散率方程	ϵ	$\mu + \frac{\mu_t}{\alpha_{\epsilon}}$	$(C_1 P + C_3 B - C_2 \rho \epsilon) \frac{\epsilon}{K}$

kg/s, $V(x, z)$ 为稳流器进出口附近计算微单元的体积^[12], m^3 ; μ_{eff} 为湍流有效黏度, $\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m})$; μ 为分子黏度, $\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m})$; μ_t 为湍动黏度, $\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m})$, $\mu_t = \rho C_\mu K^2 / \epsilon$, 其中 $C_\mu = 0.09$, K 为湍动能, J , ϵ 为湍动能耗散率; p 为水的压力, Pa ; g 为自由落体加速度, m/s^2 ; k_{eff} 为有效扩散系数, $\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m})$; Pr_t 为有浮力时的普朗特数, $Pr_t / Pr_{t0} = (1 + 3.33 Ri)^{1.5} / (1 + 10 Ri)^{0.5}$, 其中 Pr_{t0} 为无浮力时的普朗特数, 通常取 $0.8 \sim 1.0$, Ri 为梯度理查森数, $Ri = \beta' g (\partial t / \partial z) / (\partial u / \partial z)^2 (\partial t / \partial z > 0)$, $Ri = 0 (\partial t / \partial z \leq 0)$, 其中 β' 为体积膨胀系数, $1/\text{K}$; c_p 为水的比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; ϕ_s 为高程 z 处水体吸收的太阳辐射热, W/m^2 , $\phi_z = I(1 - \beta)(1 - \gamma) \exp[-\eta(H - z)]$, 其中 I 为太阳总辐射量 (W/m^2 , 一般可引用现场或相邻主要气象台所测的太阳辐射量), β 为水面表层对太阳辐射的吸收比 ($\beta = 0.4$), γ 为水表面面对太阳短波辐射的反射比 ($\gamma = 0.1$), η 为太阳辐射在水体中的衰减系数 ($\eta = 1.2 \text{ m}^{-1}$), H 为水体的深度; 稳流器进口附近区域 $S_{\text{me}}(x, z, \tau) = c_p t_{\text{in}} S_m(x, z, \tau)$, 稳流器出口附近区域 $S_{\text{me}}(x, z, \tau) = c_p t_{\text{out}} S_m(x, z, \tau)$, 其他区域 $S_{\text{me}}(x, z, \tau) = 0$, 自然状态时 $S_{\text{me}}(x, z, \tau) = 0$, 其中 t_{in} 和 t_{out} 分别为稳流器进口和出口的水温, $^\circ\text{C}$, $t_{\text{out}} = t_{\text{in}} + \Delta t$, Δt 为进出口水温差^[12]; $P = \mu_t \{ 2[(\partial u / \partial x)^2 + (\partial w / \partial z)^2] + (\partial u / \partial z + \partial w / \partial x)^2 \}$; $B = \beta' g (\mu_t / Pr_t) (\partial t / \partial z)$; $\sigma_K = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.3$, $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$, $C_3 = 0$ 。

2.3 边界和初始条件

水面:

$$\left. \begin{aligned} \tau_s &= C_D \rho_a w_w^2 = (\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial z} \\ w &= 0 \\ \rho c (\alpha + \alpha_t) \frac{\partial t}{\partial z} &= \phi_n \\ \alpha_t &= \frac{\mu_t}{\rho Pr_t} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中 τ_s 为水面摩擦应力, N/m^2 ; C_D 为风剪应力系数, $C_D = 0.0013$; ρ_a 为空气密度, kg/m^3 ; w_w 为风速, m/s ; α 为水的分子热扩散率, m^2/s ; α_t 为水体湍动热扩散率, m^2/s ; ϕ_n 为水表面层的换热总量, W/m^2 , 计算式如下:

$$\phi_n = \phi_s + \phi_a - \phi_b - \phi_e - \phi_c \quad (3)$$

式中 ϕ_s 为水表面吸收的太阳短波辐射量, $\text{W}/$

m^2 , $\phi_s = \beta I (1 - \gamma)$; ϕ_a 为水表面吸收的大气长波辐射量, W/m^2 , $\phi_a = (1 - \gamma_a) \epsilon_{ac} \sigma (t_a + 273)^4$, 其中 γ_a 为水表面面对大气的长波反射比, ϵ_{ac} 为大气的发射率, σ 是 Stefan-Boltzman 常量, 为 $5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$, t_a 为水面的空气温度, $^\circ\text{C}$, 根据当地气象数据确定; ϕ_b 为水面长波辐射量, W/m^2 , $\phi_b = \sigma \epsilon_w (273 + t_{\text{wf}})^4$, 其中 ϵ_w 为水表面的长波发射率, $\epsilon_w = 0.97$, t_{wf} 为水表面的温度, $^\circ\text{C}$; ϕ_e 为水表面的净蒸发热通量, W/m^2 , $\phi_e = f(w_z)(e_w - e_a)$, 其中 $f(w_z)$ 为用水面上 z 处风速表示的风函数, $f(w_z) = 9.2 + 0.46 w_z^2$, e_w 为对应于水面温度 t_{wf} 的饱和空气水蒸气分压力, $e_w = \exp[20.85 - 5278 / (t_{\text{wf}} + 273)]$, e_a 为水面上空气的水蒸气分压力; ϕ_c 为水表面的对流热通量, W/m^2 , $\phi_c = C f(w_z)(t_{\text{wf}} - t_a)$, 其中 C 为经验系数, $C = 0.47$ 。式中各参数具体取值参考文献[2-5]。

$$\text{水底: } u = w = 0, K = \epsilon = 0, \frac{\partial p}{\partial z} = 0$$

$$\text{壁面: } u = w = 0, K = \epsilon = 0, \frac{\partial p}{\partial x} = 0$$

$$\text{初始条件: } t = 7^\circ\text{C}, u = w = 0, K = \epsilon = 0,$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = - \frac{g \rho}{\rho_0} \quad (\text{其中 } \rho_0 \text{ 为参考密度})$$

在实际中, 由于水体的面积较大, 模拟计算的时间长, 如果采用耦合方程计算分析水体与土壤的传热过程, 则需要花费大量的计算时间。通过对以往文献^[16-17]的分析发现, 可以用以下半经验公式来描述水体的底部和壁面处与土壤传热的传热量。

水底热边界条件:

$$-\rho c (\alpha + \alpha_t) \frac{\partial t}{\partial z} = \frac{\phi_{\text{bot}}}{A_{\text{bot}}} \quad (4)$$

壁面热边界条件:

$$-\rho c (\alpha + \alpha_t) \frac{\partial t}{\partial x} = \frac{\phi_{\text{wal}}}{A_{\text{wal}}} \quad (5)$$

式(4), (5)中 ϕ_{bot} 为水池底部热损失, W , $\phi_{\text{bot}} = (0.99 A_{\text{bot}} k_g / l_g + 0.9 k_g P_{\text{bot}} / 3)(t_w - t_g)$, 其中 A_{bot} 为水池底部面积, m^2 , k_g 为土壤的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, l_g 为池底和土壤远边界之间的距离, m , P_{bot} 为池底周长, m , t_w 为壁面附近水体的温度, $^\circ\text{C}$, t_g 为土壤远边界的温度, $^\circ\text{C}$; ϕ_{wal} 为水池壁面热损失, W , $\phi_{\text{wal}} = (0.9 k_g P / 1.5)(t_w - t_g)$; A_{wal} 为水池

壁面面积, m^2 。

3 自然水温模型验证与应用

3.1 池塘自然水温的实测

已测水塘位于成都郊区,水面长 126 m,宽 35 m,最大水深为 7 m,侧壁 45° 倾斜,水塘内几乎无进出水流。分别于 2004 年 7 月 13~19 日、10 月 11~13 日和 2005 年 1 月 25~27 日对水塘的水温进行了夏、秋、冬季工况的测试。沿水深方向每隔 1 m 布置 2 个铜-康铜热电偶测点(测试端用 502 胶水密封),采用数据采集仪自动读数。

3.2 模拟结果与实测结果比较

模拟计算起始时间为 2004 年 2 月 1 日 1:00,此时水池水温分布均匀,水温为 7°C ,计算截止时间为 2005 年 1 月 27 日 24:00。首先利用 Gambit 划分网格,然后采用软件 Fluent 进行模拟计算,其中变化的边界条件、源项以及 Pr 都采用 UDF 编译成功后,分别加载到 Fluent 的各选项中。模型边界条件计算中所需的气象参数取自成都当地的气象数据。水池温度模拟值和实测值的比较见图 3。

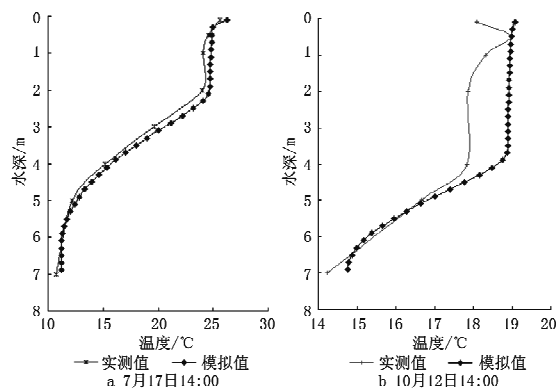


图 3 水池温度模拟值和实测值的比较

图 3 主要反映了热分层期的温度竖向分布,由图可见在冷水层和温跃层内温度分布的模拟值与实测值吻合很好,差别出现在温水层。在秋季时,温水层中模拟值稍大于实测值,相差在 1°C 范围内,原因可能有两方面:一是本模型没考虑降水有利于水面降温的影响;二是模拟时的太阳辐射气象参数值过大。但总的来说,该模型可较准确地反映水体全年水温变化规律和热分层出现、消失的时间。

3.3 模型应用

重庆开县的安康水库水容量常年维持在 16

万~22 万 m^3 左右,水体表面积约为 33 000 m^2 ,水面长约 350 m,水体深度常年保持在 5~7.5 m。在 2007 年 4 月 15~19 日对水温进行了测试^[19-20]。模拟时假设 2007 年 1~4 月水体深度不变,1 月整体水温一致,根据测试值设定初始水温为 10°C 。水库温度模拟值和实测值的比较见图 4,从图中可见,模拟结果基本上与实测值一致。可见此模型可用于模拟狭长型热分层水体的温度分布。

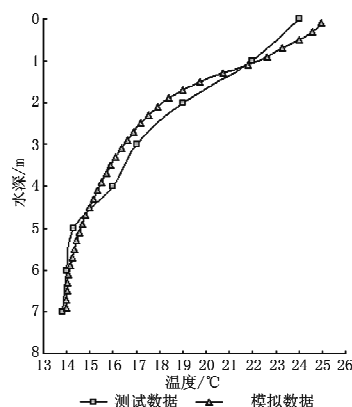


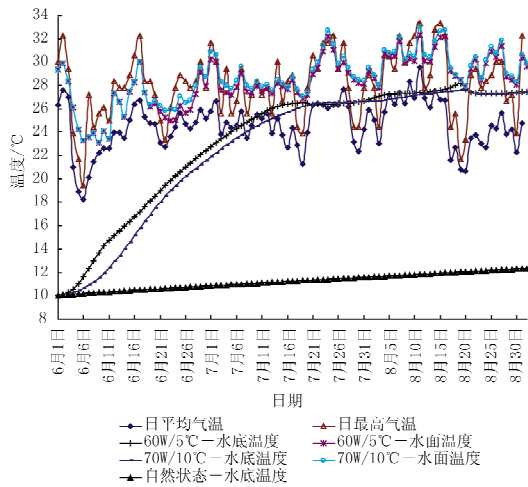
图 4 水库温度模拟值和实测值的比较

4 水体的最大供冷、供热能力及其影响因素分析

在选择湖泊和池塘作为天然冷源、热汇时,首先必须了解水体的最大供热、供冷能力。由于湖泊或池塘的面积及深度对系统供冷性能的影响要比对供热性能的影响大^[18],所以主要研究水体的供冷能力。本文研究的水体的最大供冷能力,是假设在采用理想的稳流器时,保证从最低水温层取水,向同温层回水,并且取回水处无混合的理想情况下,当水温升高到规定的极限值时,水体所能够提供的最大供冷量。本文以水面温度不影响周围环境为依据,在计算中认为水面温度达到日最高气温为极限条件。计算中,水体的最大供冷量按单位水面面积计算,并假设建筑物的供冷期为 6 月 1 日~8 月 31 日,每日 24 h 连续供冷。模拟水体在提供不同冷量时的水温变化,在供冷结束时段,可以使得水面温度达到极限值时的冷量即为最大供冷能力。

4.1 确定水体的最大供冷量

成都的气温与水体提供 $60\sim 70\text{ W/m}^2$ 冷量后的温度分布图见图 5。从图 5 可得出,在供冷期间,当上述实测水池提供的供冷量为 60 W/m^2 ,供回水温差为 5°C 时,提供的冷水温度几乎一直低于



60 W/5 °C-水底温度表示供回水温差为 5 °C 时,水体提供 60 W/m² 冷量后的水底温度分布,其他同。

图 5 成都的气温与水体提供 60~70 W/m² 冷量后的温度分布图

日最高气温。在 7 月 1 日前,水底层温度明显低于日最低气温;7 月至 8 月上旬,水底层温度基本与日平均气温相同;在 8 月中下旬,水底温度高于日平均气温,略低于日最高气温,水面温度基本与日最高气温一致,达到规定极限条件。因此确定,在供回水温差为 5 °C 时,水体所能提供的最大供冷量为 60 W/m²。同理可知,在供回水温差为 10 °C 时,水体所能提供的最大供冷量为 70 W/m²。

4.2 供回水温差对水体最大供冷能力的影响

水体的供冷能力不仅指供冷量,而且包括供水温度,即供冷的品质。从前文的分析可知,当供回水温差增大时,水体提供的最大冷量也随之增大。从图 5 可以看出,6 月 1~4 日,尽管供回水温差不同,但两者供应冷水的温度相同,原因是供冷初期两者的冷水层水温相同;6 月 4 日~7 月 21 日,大温差供回水方式所供应的冷水的温度明显低于小温差方式,在 6 月 11 日,两者供冷品质的差距达到最大,此时供应的冷水水温相差达 2.35 °C 左右,6 月 12 日~7 月 11 日,两者供水温度相差 1 °C;7 月 21 日~8 月底,两者供水温度几乎相同。总的来说,采用大温差供回水方式供冷时,可减小水的循环量,这有利于延迟冷水层和温跃层的消失时间,使得供冷前期供应的冷水温度明显偏低,供冷的品质更高。

4.3 气候对水体最大供冷能力的影响

在冬季由于水面散热,整个水体的温度达到全

年最低,蓄存的冷量最大,品质最高,经过春季和夏季,由于水面吸收热量,水体的温度上升,水体所蓄存的冷量和品质也随之降低。因此水体的最大供冷能力一方面取决于冬季天气的寒冷程度,另一方面取决于春夏季的炎热程度。采暖度日数和空调度日数可以从一定程度上反映冬夏的气候状态,本文根据度日数选取了两个代表性城市进行比较,一个是成都(采暖度日数 HDD18 为 1 454 °C·d,空调度日数 CDD26 为 27 °C·d),代表冬季比较寒冷、夏季不太炎热的城市;另一个是重庆(采暖度日数 HDD18 为 1 073 °C·d,空调度日数 CDD26 为 241 °C·d),代表冬季比较温和、夏季比较炎热的城市。

通过分析得到,在供回水温差为 5 °C 时,重庆 7 m 水深水体的最大供冷量为 50 W/m²,而成都则为 60 W/m²。图 6 显示了重庆与成都的水池水温分布比较。从图 6 中自然状态下水底温度分布比较可以看出,成都冬季较重庆寒冷,因此水体中蓄存的冷水的温度明显比重庆水温低,约 2.7 °C,加之重庆的夏季比成都炎热,在夏季时重庆水体得热量大于成都,因此在 8 月后,两者的温差相差达 3 °C 左右。从总体上来说,重庆的最大供冷能力和供冷品质都要低于成都,因此说明气候对水体的供冷能力有一定的影响。

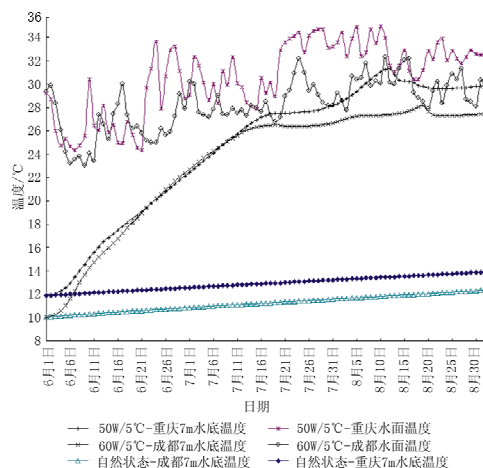


图 6 重庆与成都的水池温度分布比较

4.4 水深对水体最大供冷能力的影响

图 7 显示了重庆 9 m, 7 m, 5 m 水深水池的温度分布。分析得出,在供回水温差为 5 °C 时,5 m 水深水体的最大供冷量为 10 W/m²,7 m 水深水体的最大供冷量为 50 W/m²,9 m 水深水体的最大供

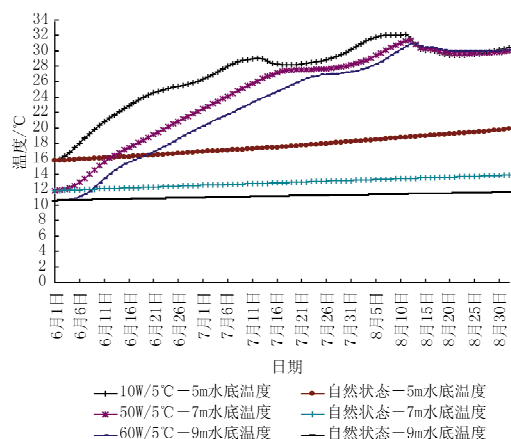


图7 重庆9 m,7 m,5 m水深水池的温度分布

冷量为 60 W/m^2 。从图7可看出,在自然状态下,5 m,7 m和9 m水深水体的底部水温之间分别相差 $3.9 \sim 6^\circ\text{C}$, $1.3 \sim 2.3^\circ\text{C}$ 。在提供最大供冷量情况下,7月11日之前,与5 m水深的水体相比,7 m和9 m水深水体的供水温度分别下降 3.5°C 和 2.4°C 左右,在8月10日后,三者取水温度基本一致。通过分析,可知同样2 m水深的差距,对水体供冷能力的影响程度相差很大。原因在于,当水深5 m时,水体热分层不明显,供冷量很小,当水深在7 m以上时,水体热分层较明显,水深的增加对供冷量的影响相对较小,但对供冷品质有较大的影响。

5 结论

为了充分利用热分层湖泊和池塘中的天然冷源,笔者借鉴分层水蓄冷方式,提出利用稳流器装置底部取水、同温层回水的思路,并且建立了二维垂向水动力水温模型,通过与实测值比较得出,该模型可以较准确反映水体全年自然水温分布状态。利用上述水温模型,研究了在该方式下水体所能提供的最大冷量,并且分析了外界扰动因素对水体提供最大冷量值的影响,得出以下结论:

- 1) 大温差取回水方式可以提高水体的最大供冷能力;
- 2) 气候对水体的最大供冷量有一定的影响;
- 3) 当水体热分层不明显时,供冷能力较差,热分层明显时,水深对供冷品质的影响较大,对供冷量的影响较小。

参考文献:

- [1] 列依维科夫(苏联). 气象学水文学水文测验学[M]. 方常瑞,译. 北京:高等教育出版社,1958

- [2] Pezent M C, Kavanaugh S P. Development and verification of a thermal model of lakes used with water source heat pumps[G]// ASHRAE Trans, 1990, 96(1):574-582
- [3] Chiasson A D, Spitler J D, Rees S J, et al. A model for simulating the performance of a shallow pond as a supplemental heat rejecter with closed-loop ground-source heat pump systems[G]// ASHRAE Trans, 2000, 106(2): 107-121
- [4] 金士博 W. 水环境数学模型[M]. 北京:中国建筑工程出版社,1987;68
- [5] 陈永灿,张宝旭. 密云水库垂向水温模型研究[J]. 水利学报,1998(9):21-26
- [6] Antonopoulos V Z, Gianniou S K. Simulation of water temperature and dissolved oxygen distribution in Lake Vegoritis, Greece[J]. Ecological Modeling, 2003,160(1):39-53
- [7] 钱小蓉,廖红. 水库水温预测模型研究[J]. 重庆大学学报:自然科学版,1997, 20(3):134-140
- [8] 李怀恩,沈晋. 一维垂向水库水温数学模型研究与黑河水库水温预测[J]. 水利学报,1990, 6(4):236-243
- [9] Vincenzo B, Anthony K. A model of the wind-driven circulation in Lake Baikal [J]. Dynamics of Atmospheres and Oceans, 2002, 35(2):131-152
- [10] Joehnk K D, Umlauf L. Modelling the metalimnetic oxygen minimum in a medium sized alpine lake[J]. Ecological Modelling, 2001, 136(1): 67-80
- [11] Yeates P S, Imberger J, El-sadek A, et al. Pseudo two-dimensional simulations of internal and boundary fluxes in stratified lakes and reservoirs [J]. International Journal of River Basin Management, 2003,1(4): 297-319
- [12] Parrini F, Vitale S, Alabiso M. Rational analysis of mass, momentum, and heat transfer phenomena in liquid storage tanks under realistic operating conditions: 1 basic formulation[J]. Solar Energy, 1992,46(2): 87-94
- [13] 胡振红,沈永明,郑永红,等. 温度和盐度分层流的数值模拟[J]. 水科学进展, 2001,12(4):439-444
- [14] 周力行. 湍流两相流动与燃烧的数值模拟[M]. 北京:科学出版社,1991

(下转第135页)

功率是 800 W, 每台风机盘管的功率是 65 W。测试时室外气象参数为温度 10~13 °C, 相对湿度 80%~89%, 计算得到的机组和系统 EER 值如表 5 和图 5 所示。

表 5 工况 4 机组和系统 EER 值

时刻	负荷侧换热量/kW	机组耗电量/kW	水泵耗电量/kW	末端耗电量/kW	热泵机组 EER	系统 EER	备注
10:45	416.63	67	14	14.75	6.22	4.35	
11:15	416.63	67	14	14.75	6.22	4.35	11:20 停机 11:55 开机
12:15	338.95	65	14	14.75	5.21	3.62	
12:43	353.08	66	14	14.75	5.35	3.73	
13:15	353.08	66	14	14.75	5.35	3.73	13:21 停机 13:56 开机
14:15	353.08	64	14	14.75	5.52	3.81	
14:45	331.89	66	14	14.75	5.03	3.50	
15:15	353.08	66	14	14.75	5.35	3.73	15:22 停机 15:58 开机
16:15	353.08	64	14	14.75	5.52	3.81	
16:43	353.08	65	14	14.75	5.43	3.77	16:50 停机

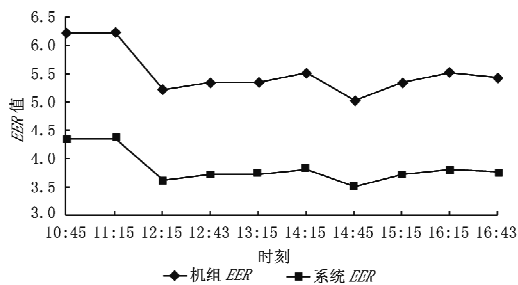


图 5 工况 4 机组和系统 EER 值

3.2.5 不同工况下系统和机组能效比对比

对比曲线如图 6 和图 7 所示。

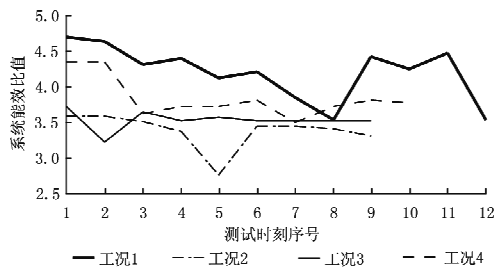


图 6 不同工况下系统能效比对比曲线

4 数据分析结论

(上接第 32 页)

- [15] 郝瑞霞, 周力行. 冷却水工程中湍浮力射流的三维数值模拟[J]. 水动力学研究与发展, 1999, 14(4A): 484-492
- [16] Hull J R, Scranton A B. Dependence of ground heat loss upon solar pond size and perimeter insulation calculated and experimental results[J]. Solar Energy, 1984, 33(1): 25-33
- [17] Rubin H, Benedict B A, Bachu S. Modeling the

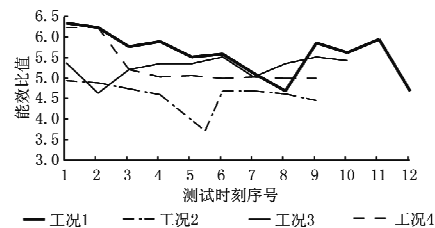


图 7 不同工况下机组能效比对比曲线

4.1 测试工况下机组实际制热量(约 350 kW)比机组在标准工况下修正后的理论制热量(330 kW)大, 实际测试工况为冷凝器进水 35~40 °C, 出水 40~45 °C, 蒸发器进水 11~16 °C, 出水 7~11 °C; 机组标准工况是冷凝器进水 40 °C, 出水 45 °C, 蒸发器进水 10 °C, 出水 5 °C。可能原因是测量过程中流量值偏大产生了误差。

4.2 在 4 种测试工况下, 机组自动停机时(根据负荷侧使用时间确定设备开关机时间)系统 EER 值都在 3.5 左右, 可以反映出系统稳定运行时能效比能达到 3.5 以上。

4.3 比较工况 1 和工况 4, 工况 1 负荷小于工况 4, 工况 1 比工况 4 测试时的室外温度低 3 °C, 地埋管侧启用的地埋管换热器一样, 都是 A 区, 两者的系统 EER 值分别是 4.15 和 3.84, 机组 EER 值都是 5.52。可以看出, 当机组制热量达到一定程度后, 地埋管不能为蒸发器侧的冷水提供足够的换热需求, 使得系统能效比有所降低。

4.4 工况 4 为机组连续运行 24 h 的情况, 工况 1 是系统间歇运行, 即测试前一天晚上机组关闭, 地埋管侧地温为原始地温。两种工况比较可以看出, 机组在连续运行工况下能效比要大大降低, 而间歇运行有利于地温的恢复, 可以使机组在比较高的能效比下运行。

参考文献:

- [1] 蒋能照, 刘道平. 水源·地源·水环热泵空调技术及应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007
- performance of a solar pond as a source of thermal energy[J]. Solar Energy, 1984, 32(6): 771-778
- [18] 美国制冷空调工程师协会. 地源热泵工程技术指南[M]. 徐伟, 等, 译. 郎四维, 校. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001
- [19] 陈金华, 付祥钊, 丁勇, 等. 重庆市开县人民医院湖水源热泵空调系统[J]. 暖通空调, 2008, 38(4): 87-89
- [20] 陈金华, 刘勇, 丁勇, 等. 重庆市开县人民医院湖水源热泵空调系统实测分析[J]. 暖通空调, 2008, 38(8): 111-114