

开式地表水源热泵动态取水温度限值

王 勇¹, 罗 敏¹, 韩传璞²

(1. 重庆大学 三峡库区生态环境教育部重点实验室, 重庆 400045;

2. 中国航天建筑设计研究院(集团), 北京 100717)

摘 要:对于开式地表水源热泵,取水能耗是决定系统节能性的关键因素。在水源热泵机组能耗模型、取水能耗模型等的基础上建立了开式地表水水源热泵系统的能效耦合模型。基于节能率及水泵能耗的规律特点计算得到了不同的冷却塔出水温度下,不同水泵扬程下的动态取水温度限值,建立了开式地表水水源热泵动态取水温度限值的计算方法。并计算得到不同工况条件下的地表水源热泵系统相对传统空调的节能率。

关键词:开式地表水源热泵;取水温度限值;动态;节能率

中图分类号:TU831 文献标志码:A 文章编号:1674-4764(2012)03-0103-07

Analysis of the Temperature Limit of Dynamic Water Intake of Open-loop Surface Water Source Heat Pump Systems

WANG Yong¹, LUO Min¹, HAN Chuanpu²

(1. Key Laboratory of the Three Gorges Reservoir Region's Eco-Environment, Ministry of Education, Chongqing University, Chongqing 40045, P. R. China; 2. China Aerospace Institute of Architectural Design(Group), Beijing 100071, P. R. China)

Abstract: Energy consumption of water intake is one of the key factors for energy saving in the application of the open-loop surface water heat pump system. An energy efficiency ratio coupling model for open-loop surface water source heat pump systems was established on the basis of the energy consumption model for the water intake and the heat pump units. According to energy saving rate and regulation of energy consumption of water intake, dynamic temperature limits of water intake in different water supply temperature of cooling tower and different pump head were proposed so as to find a calculation method of temperature limits of water intake of open-loop surface water heat pumps. Moreover, the energy saving rate of surface water source heat pump systems compared with traditional air-conditioning systems under various condition was also calculated.

Key words: open-loop surface water source heat pumps; temperature limit of water intake; dynamic; energy saving rate

地表水源热泵发展较早,20世纪70年代,欧洲国家开始大力推广地表水源热泵系统^[1]。近些年国外在地表水源热泵方面的研究主要针对水源热泵系统的设计优化及地表水体的水温特征对系统的影响

等^[2-5]。其中,Kavanaugh等^[2]对地表水源热泵系统进行了研究,提出地表水源热泵空调系统具有较好的性能特征;同时对提高单元式水—空气热泵系统性能的可行方案进行了讨论,也提出了地表水源热

收稿日期:2011-08-10

基金项目:科技部“十一五”科技攻关项目(2006BAJ01A06);重庆市自然科学基金计划资助项目(CQ KSTC, 2010BB4235)

作者简介:王 勇(1971-),男,博士,副教授,主要从事通风与空调工程、建筑节能技术及新能源开发与利用研究,(E-mail)wyfreel@126.com。

泵的限制性^[2-3]。近些年地表水源热泵在中国发展迅速,并且开式地表水源热泵应用工程实例明显多于闭式水源热泵的实例,因此,中国目前对于地表水源热泵的研究也主要针对开式地表水源热泵系统^[6-9]。

地表水源热泵相对于传统空调的优势是具备节能性和环境友好性^[10]。但地表水源热泵使用不当也会带来环境的影响^[11-15],同时也可能影响地表水源热泵的节能率^[16]。本文的重点以开式地表水源热泵相对传统空调的节能性为基础作为研究内容。

开式地表水源热泵系统节能性的因素除取水温度和取水水量外,另一个关键因素是取水能耗^[17-21]。夏季取水温度越低,机组的效率越高,所允许的取水能耗也就越高;而取水温度越高,机组的效率越降,所允许的取水能耗也就越小。只有用取水温度和取水能耗的最优耦合值才能正确评估系统的节能性^[22-24]。在一定的取水能耗下,夏季随着水源热泵系统的运行,系统向水体排放的热量累积,水体水温逐渐上升^[25-26],从而使机组运行能效降低。当取水水温上升到一定温度后会导致系统的相对传统空调的节能率降低,达到一定程度时系统能耗就会高于传统空调的能耗,导致系统不节能。因此,有必要对基于取水能耗的系统取水温度限值进行研究,以保证系统的节能运行。

本文以取水水温的变化过程为基础,分析系统在动态负荷变化过程中取水温度和系统能耗的耦合变化。当取水温度升高到使地表水源热泵系统和常规空调系统具有相同的能耗时,地表水源热泵相对传统空调的节能率为零。此时,对应的取水温度为该取水能耗基础上的地表水源热泵的取水温度限值。当系统取水温度低于此温度值时,才具备节能性。研究地表水源热泵系统的节能性,取水温度限值是基础。因此,有必要对地表水源热泵系统的取水温度限值计算方法作研究。

1 模型建立及计算方法简介

1.1 能耗模型的建立方法

取水温度限值的计算以系统能耗模型的建立为前提和基础。能耗模型的建立是计算系统能效比的关键,也是对比分析的前提。为确保模型建立的准确性及稳定性,取水水泵、循环水泵、冷冻水泵的能耗模型根据实际测试得到的运行数据,结合水泵性能曲线应用 Matlab 拟合而成;机组、常规空调冷却塔、末端风系统等能耗模型则采用前人已有的模型,

模型中各系数则由运行参数确定。

1.2 计算方法简介及比较对象

1.2.1 计算方法简介 对于给定的工程而言,各参数明确的情况下,传统的计算方法只能计算得到某种工况下的不同系统效率之间的能耗差异,而无法计算得到各影响参数变化条件下整个系统能效的动态变化规律。而取水温度限值是定义在系统节能率基础上的,表示能使水源热泵系统节能的最高动态取水温度值。取水温度限值的动态性是因为系统负荷的动态变化导致机组能效、取水能耗的变化,从而寻求得到保证系统相对于传统空调系统节能性的动态取水温度限值变化趋势。

取水温度限值的计算首先应该在不同系统负荷、不同取水水泵扬程、不同室外气象参数下分别计算不同的取水温度下水源热泵系统的系统能效比;通过计算得到不同工况点下不同冷却塔出水温度下的取水温度限值,最后运用 Matlab 线性回归得到不同取水方式下关于水源热泵系统的动态取水温度限值之间的的数学关系式。主要计算步骤如下:

- 1) 根据实际工程具体参数建立水源热泵系统和常规空调系统各部分的能耗模型;
- 2) 分别计算不同负荷率、不同取水方式、不同取水温度下水源热泵系统的能效比;
- 3) 分别计算不同负荷率、不同冷却塔出水温度下常规空调系统的能效比;
- 4) 以常规空调系统的能效比作为基准,分别比较不同工况点下二者的能效比,得到能效比相同的工况点;
- 5) 对不同的工况点下的取水温度限值做 MATLAB 回归,得到动态取水温度限值曲线。

1.2.2 对比对象 为了更好的进行对比分析,把对比的对象和范围做一个明确的界定:

- 1) 对比的对象为使用冷却塔的常规空调系统,其冷水机组的耗功率与水源热泵机组的耗功率模型相同,其回归系数因二者运行参数不同而不同。
- 2) 仅对系统在夏季运行时的系统能效进行对比。
- 3) 由于2种系统末端形式一致,计算时不考虑冷冻水泵及末端系统的能耗。
- 4) 不考虑大温差、小流量和小温差、大流量的问题,机组两端的进出水温差,冷却塔的进出水温差均保持为5℃。

本文的计算基准选取重庆某宾馆、酒店类建筑,该工程空调系统的冷负荷为1800kW。系统采用开式湖水源热泵系统。系统的主要设备及参数如表1。

当采用常规空调系统时,系统主要设备及参数如表2。

表1 水源热泵系统主要设备及参数表

机组	型号	制冷量/kW	功率/kW	扬程/m	流量/(m ³ ·h ⁻¹)
水源热泵机组	SRSW-550-2	1 934.6	320.4		
取水水泵	200-315(I)		55.0	35	400
空调冷冻水泵	BKT200-315		45.0	32	400

表2 常规空调系统主要设备及参数表

机组	型号	制冷量/kW	功率/kW	扬程/m	流量/(m ³ ·h ⁻¹)	冷却水量/(m ³ ·h ⁻¹)
螺杆式冷水机组	RSW-340-2	1 920	396			
冷却水泵	200-315		33	25	420	
空调冷冻水泵	BKT200-315		45	32	400	
冷却塔	BDHZ-400		8			450

1.3 模型简介

开式湖水水源热泵系统运行能效比的数学方程式可用下式表达。

$$EER = \frac{Q}{W} \quad (1)$$

式中: EER 为热泵系统的运行能效比; Q 为热泵机组制冷(热)量, kW; W 为热泵系统的总能耗, kW。

水源热泵系统的总能耗包括: 水源热泵机组的能耗, 源水侧取水水泵的能耗, 水处理设备的能耗, 冷、热循环水泵的能耗, 末端风系统的能耗等。为了能清楚的了解热泵系统的能耗构成, 以该工程实际运行参数为基础, 对其系统各部分的能耗建立模型:

1) 机组的能耗计算采用 ASHRAE Handbook 上推荐的模型, 模型的系数由运行参数确定^[27]。

$$f_1 = N \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^2 D_{ij} (T_{cl} - \bar{T}_{cl})^i (T_{el} - \bar{T}_{el})^j \quad (2)$$

式中: f_1 为热泵机组耗功量, kW; N 为热泵机组的名义耗功率, kW; T_{cl} 为水源水侧机组进水温度, °C; T_{el} 为空调水侧机组进水温度, °C; \bar{T}_{cl} 为回归用水源水侧机组进水温度参数平均值, °C; \bar{T}_{el} 为回归用空调水侧机组进水温度参数平均值, °C; D_{ij} 为回归系数, 由机组实际性能决定。

2) 取水水泵能耗模型及系数根据取水水泵性能曲线、运行参数拟合得出式(3)。

$$W_1 = 0.0528 \times 10^{-4} G_q^3 - 0.00002 G_q^2 + 0.03972 G_q - 0.611 \quad (3)$$

式中: W_1 为取水水泵能耗, kW; G_q 为水源水流量, m³/h。

3) 空调水循环水泵的能耗模型及系数根据循环水泵性能曲线、运行参数拟合得出式(4)。

$$W_2 = 0.158 \times 10^{-4} G^3 - 0.002 G^2 + 0.1917 G - 4.028 \quad (4)$$

式中: W_2 为取水水泵能耗, kW; G 为冷冻水流量, m³/h。

4) 水处理设备能耗模型引起占系统总能耗比例很小, 作为常数考虑。

$$W_3 = C = \text{常数} \quad (5)$$

其中: W_3 为水处理设备能耗, kW。

5) 冷却塔的能耗模型及系数参照前人已有模型^[9]得出式(6)。

$$W_1 = 0.55 \times 10^{-5} G_c^3 + 2.22 \times 10^{-5} G_c^2 + 0.03972 G_c - 0.602 \quad (6)$$

其中: W_1 为冷却塔能耗, kW; G_c 为冷却水流量, m³/h。

2 取水方案及冷却水系统的确定

2.1 取水水泵的选取

首先, 考虑一个基准化, 理想化的开式系统取水情况。取水水泵扬程受到影响因素较多如: 水体到机房的水平距离; 水体与机房之间高差; 水处理设备的阻力等。而取水水泵能耗是系统能耗中的关键因素。为此, 选取一个与传统空调系统冷却水泵扬程相近的水泵扬程作为基准。由此, 确定水泵扬程 H 26 m 为基准扬程。一般实际工程中由于各种原因取水水泵的扬程都比基准扬程大。

参考多个水泵厂家的单级单吸立式离心清水泵样本, 根据该工程系统最大取水水量 (395 m³/h) 选择取水水泵, 以 H=26 m 为基准扬程, 得到不同扬程下水泵的能耗, 如表3。

由表3可知, 对于给定的系统取水水量, 其水泵

的能耗随扬程的变化是不连续的。为分析方便,以 $1H$ 为基准,得到基于计算基准扬程下的各取水水泵参数,表征不同取水方式下的取水水泵扬程。

表3 不同扬程下水泵参数表

相对值	扬程/ m	流量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	效率/ %	转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	功率/ kW
$1H$	26	400	81	1 470	37
$1.2H$	32	400	81	1 470	45
$1.3H$	35	400	84	1 480	55
$1.7H$	45	400	82	1 470	75
$1.9H$	50	400	81	1 480	90
$2.2H$	57	419	77	1 480	110

注: $1.3H$ 为本工程实际取水水泵的扬程

2.2 取水系统形式的设定

冷却水系统为变流量系统,即系统负荷发生变化时系统的取排水温差保持恒定而取水量随负荷动态变化。由于水源热泵系统的取水系统所需的水泵、水处理设备型号和地表水体与空调机房的相对位置及水体水质情况等有着密切联系。为了说明这些因素对水源热泵系统能效产生的影响,针对源水直接进机组的直接取水方式,并参照表3中取水水泵的选型,对取水系统做如下5种方式的设定。(采用板式换热器的取水方案取水能耗高、系统节能性较差,其分析方法与直接进水的取水方式相同,本文中暂不考虑。)

1) 当系统采用上文中理想化的取水方式时,源水侧取水水泵设定扬程为 H ($H=26\text{ m}$),水泵变频运行。这种取水系统形式简称为“直进 H ”。

2) 水体水质较好,取水可经简单水处理后直接进入机组。在采取这种取水形式时,源水侧取水水泵设定扬程为 $1.3H$ (35 m),水泵变频运行。这种取水系统形式简称为“直进 $1.3H$ ”。

3) 水体水质较差,取水必需经过大量的水处理设备,然后直接进入机组。由于水处理设备增加了取水系统的局部阻力,源水侧取水水泵的扬程设定为 $1.7H$ (45 m),水泵变频运行。这种取水方案简称为“直进 $1.7H$ ”。

4) 水体水位较低,取水水泵需要克服比较大的水位差,取水水泵的扬程增大,采用直接进水的取水方式,源水侧取水水泵的扬程设定为 $2.2H$ (57 m)。这种取水方式简称为“直进 $2.2H$ ”。

5) 水体水质较差,取水必需经过大量的水处理设备,水处理设备增大了取水系统的局部阻力;同时地表水体水位较低,取水水泵需要克服比较大的水

位差。因此,取水水泵的扬程增大,采用直接进水的取水方式,源水侧取水水泵的扬程设定为 $2.6H$ (68 m)。这种取水方式简称为“直进 $2.6H$ ”。

2.3 冷却塔参数及能耗说明

冷却塔的出水温度与当地的室外空气的湿球温度有关,一般冷却塔的出水温度要高于当地室外空气的湿球温度 $3\sim 5\text{ }^\circ\text{C}$ [28]。参照冷却塔样本及其性能曲线,得到其按冷却塔的水温降为 $5\text{ }^\circ\text{C}$ 时不同的冷却塔出水温度对应的室外湿球温度值,见表4。

表4 冷却塔出水温度与室外湿球温度对照表

冷却塔出水温度/ $^\circ\text{C}$	水温降/ $^\circ\text{C}$	室外湿球温度/ $^\circ\text{C}$
26	5	21.8
27	5	22.6
28	5	23.4
29	5	24.2
30	5	25.0
31	5	25.8
32	5	26.5
33	5	27.0

分别以冷却塔出水温度为 $26、28、30、32\text{ }^\circ\text{C}$ 为例,分析不同冷却塔出水温度下水源热泵系统的动态取水温度限值。由于冷却塔出水温度与室外气象参数有关,与建筑夏季冷负荷的变化作动态变化。当建筑的冷负荷较低时,机组的负荷也较低,同时,冷却塔出水温度也相对较低,所需冷却水量也相应减少,三者呈现出耦合的关系。

3 系统动态取水温度限值分析

根据已建模型结合机组性能曲线可计算出当冷却塔出水温度为 $26\text{ }^\circ\text{C}$ 时,冷却水泵扬程为 25 m 时常规空调系统在部分负荷率下的能效比曲线;同理,结合水源热泵机组性能曲线可得到取水水泵扬程为 $H=26\text{ m}$ 、流量为 $400\text{ m}^3/\text{h}$ 时系统在部分负荷率下的能效比曲线。见图1。

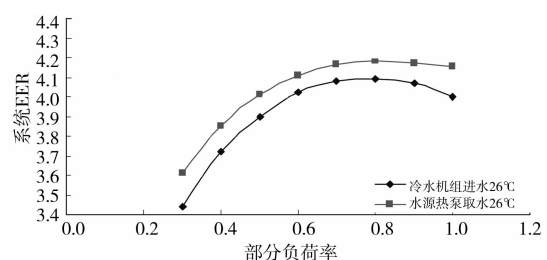


图1 相同进水温度下2种系统的能效比随部分负荷率的变化

从图1可以看出,该工程条件下,水源热泵机组的能效高于传统冷水机组,不同的工程情况和设备选型,其部分负荷率下的能效曲线可能不一致,但仍可以采取此分析方法。

由图2可知:采用源水直接进机组时,当水源热泵取水温度 $27.5\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷却塔出水温度为 $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,传统空调系统与水源热泵系统在部分负荷率下的能效比曲线基本重合。在部分负荷率为0.3时,两者的能效比差值最大为0.09,相对差值仅为2.6%。因此,工程应用条件下可以认为此时传统空调系统与水源热泵系统无论是在满负荷时还是在部分负荷时都有相同的系统能效比。即冷却塔出水温度为 $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,当水源热泵系统的取水温度超过 $27.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时水源热泵系统的相对于传统空调系统来说就不再节能。

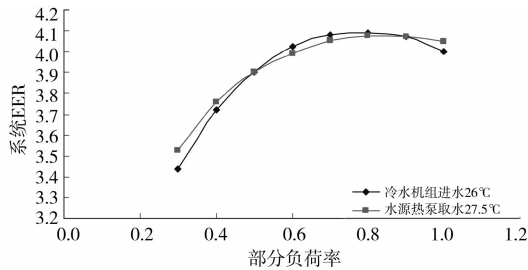


图2 不同进水温度下2种系统的能效比随部分负荷率的变化

由此可以得到:采用源水直接进机组的取水方式、取水水泵扬程为 $H(26\text{ m})$ 、冷却塔出水温度为 $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,水源热泵系统的取水温度限值为 $27.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。以同样的计算方法可得在冷却塔出水温度分别为 28 、 30 、 $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时水源热泵机组的取水温度限值。

由上述分析可得在采用源水直接进机组的取水方案,取水水泵扬程为 $H(26\text{ m})$,流量为 $400\text{ m}^3/\text{h}$ 时不同冷却塔出水温度下水源热泵系统的取水温度限值,如图3所示。

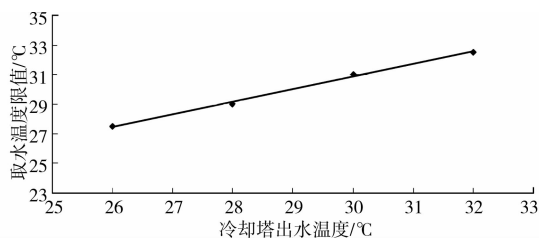


图3 不同冷却塔出水温度下系统的取水温度限值

由图3可知,水源热泵系统的取水温度限值与常规空调系统冷却塔的出水温度之间呈现近似线性的关系: $y = 0.85x + 5.35, R^2 = 0.9966$,相关性较好。

其中: y 为水源热泵系统的取水温度限值; x 为常规空调系统冷却塔的出水温度。

用上述计算方法可分别得出:当采用直进 $1.3H$ 方案,直进 $1.7H$ 方案,直进 $2.2H$ 方案时水源热泵系统的动态取水温度限值,如表5。

表5 源水直接进机组,系统动态取水温度限值表

冷却塔出水温度/ $^{\circ}\text{C}$	直进 $1.3H$ 下取水温度限值/ $^{\circ}\text{C}$	直进 $1.7H$ 下取水温度限值/ $^{\circ}\text{C}$	直进 $2.2H$ 下取水温度限值/ $^{\circ}\text{C}$
26	25	21.0	/
28	27	24.0	18.5
30	29	26.5	22.0
32	31	29.0	25.0

注:/表示此时水源热泵系统的取水温度限值低于机组允许最低进水温度 $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

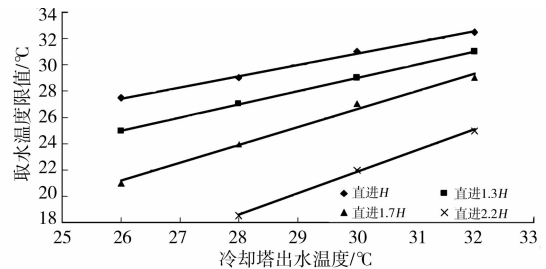


图4 不同取水方案下系统的动态取水温度限值

由此可得另外3种取水方式下取水温度限值的计算关系式:

$$\text{直进 } 1.3H \text{ 方案: } y = x - 1, R^2 = 1.$$

$$\text{直进 } 1.7H \text{ 方案: } y = 1.35x - 13.9, R^2 = 0.9918.$$

$$\text{直进 } 2.2H \text{ 方案: } y = 1.625x - 26.917, R^2 = 0.998.$$

其中: y 为水源热泵系统的取水温度限值; x 为常规空调系统冷却塔的出水温度。

由图4可知:随着取水水泵扬程的增加,取水温度限值直线的斜率逐渐增大;在冷却塔出水温度相同的条件下,取水水泵扬程越大,取水温度限值越低。并且在取水水泵扬程为 $2.2H$ 时,出现当冷却塔出水温度为 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,即使取水温度为 $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ 系统也不节能。而当冷却塔出水温度为 $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,只要取水温度低于 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$,就可实现一定的节能率。

4 系统节能率分析

在计算出水源热泵系统动态取水温度限值的基础上,为了具体说明水源热泵系统相对常规空调系统的节能特性,还可以分析得到选择不同的取水方式时,水源热泵系统在不同的取水温度下的节能率。下面本文就以水源热泵系统采用直进 H 方案为例,

分析系统在满负荷工况下运行时的节能率(以冷却塔出水温度为 32℃的常规空调系统能效比作对比)。

表 6 直接进水 H 方案、冷却塔出水 32℃时,不同取水温度下的节能率

取水温度/℃	水源热泵系统能效比	节能率/%
30	3.761 2	4.56
28	3.925 2	9.15
26	4.085 0	13.60
24	4.219 7	17.35
22	4.425 0	23.05

在实际工程中,应尽量采用直接进水的取水方式。同时,不同的建筑负荷所需的水量不同,水泵选型和机组能效也不同。这些可变因素均可能影响到取水温度限值的确定。

5 结 论

1)以系统的取水温度为主要研究对象,建立了相对于传统空调节能率的水源热泵系统动态取水温度限值的计算方法,计算得到了取水能耗的水源热泵系统的动态取水温度限值。

2)对不同取水温度下开式地表水源热泵系统的能耗与使用冷却塔的常规空调系统的能耗进行了对比分析,得到不同取水温度下开式地表水水源热泵系统相对于使用冷却塔的常规空调系统的节能率。

3)不同取水温度、不同取水方案和不同水泵能耗均影响开式地表水源热泵系统的能效,采用能耗模型计算方法可以得到动态运行工况下的系统能效。该方法可以作为水源热泵系统的节能性研究的基础,也可以用于地表水源热泵系统可行性实施的计算依据。

参考文献:

[1] Enstrom H, Karstrom A, Sdin L. Large heat pump in district heating net-works [J]. The XV II th International Congress of Refrigeration, 1977:825-837.

[2] Kavanaugh S P, Refferty K. Ground-source heat pumps-design of geothermal systems for commercial and institutional building [M]. Atalanta:ASHRAE, 2002.

[3] Kevin D, Rafferty P E. Water chemistry issues in geothermal heat pump systems [J]. ASHRAE, 2004: 550-555.

[4] Russoa L S, Taddia G, Baccinob G, et al. Different design scenarios related to an open-loop groundwater heat pump in a large building: impact on subsurface and primary energy consumption [J]. Energy and

Buildings, 2011, 43(2/3):347-357.

- [5] Chan S H, Chuang L K, Ba F. The application of water source heat pump with lake and river water [J]. 2nd International Conference on Waste Engineering and Management, 2010, 73:420-427.
- [6] 韩传璞. 开式地表水源热泵系统动态性能研究[D]. 重庆:重庆大学,2010.
- [7] 张文宇,龙惟定. 地表水源热泵以黄浦江水作为冷热源的可行性分析[J]. 暖通空调,2008,38(3):15-20. ZHANG Wenyu, LONG Weiding. Feasibility analysis of surface-water source heat pumps with Huangpu river water as cold and heat sources [J]. Heating, Ventilating & Air Conditioning, 2008, 38(3):15-20.
- [8] 蒙建东,张承虎,孙德兴. 开式地表水源热泵系统工程实践若干问题探讨[J]. 节能技术,2008,26(148):99-102. MENG Jiandong, ZHANG Chenghu, SUN Dexing. Discussion on some problems in engineering practice of open loop surface water source heat-pump system [J]. Energy Conservation Technology, 2008, 26(148):99-102.
- [9] 王勇,顾铭,肖益民,等. 长江水源热泵开式与闭式实验对比分析[J]. 土木建筑与环境工程,2009,31(2):126-130. WANG Yong, GU Ming, XIAO Yimin, et al. Comparative analysis on experiment about open-loop system and close-loop system of WSHP at Yangtze River [J]. Journal of Civil, Architectural & Environmental Engineering, 2009, 31(2): 126-130.
- [10] Zheng G Z, Jing Y Y. Thermodynamics performance study on water source heat pump in variant operating condition [J]. Energy & Environment, 2009, 20(4): 517-532.
- [11] Song Y Q, Ma H Q, Fan R, et al. Analysis of water heat pollution of surface water heat pump system [J]. Building, Energy & Environment, 2011, 30(3):50-54.
- [12] 苏洋. 湖水源热泵系统对水体环境影响评价研究[D]. 重庆:重庆大学,2009.
- [13] 周健,黄向阳,刘杰. 湖水源热泵系统冷排水对浮游植物影响试验研究[J]. 土木建筑与环境工程,2010,32(1): 116-119. ZHOU Jian, HUANG Xiangyang, LIU Jie. Effects of cold discharge of lake water source heat pump systems on lake phytoplankton [J]. Journal of Civil, Architectural & Environmental Engineering, 2010,32(1):116-119.
- [14] 宋应乾,马宏权,范蕊,等. 地表水源热泵系统的水体热污染问题分析[J]. 建筑热能通风空调,2011,30(3):50-54. SONG Yingqian, MA Hongquan, FAN Rui, et al. Analysis of water heat pollution of surface water heat

- pump system [J]. Building, Energy & Environment, 2011, 30(3):50-54.
- [15] 郝小充,余跃进,张宏,等. 开式湖水源热泵系统温排水热扩散模拟研究[J]. 南京师范大学学报:工程技术版, 2011,11(2):20-24.
HAO Xiaochong, YU Yuejin, ZHANG Hong, et al. The numerical simulation of the thermal discharge in the open-loop lake water heat pump systems [J]. Journal of Nanjing Normal University:Engineering and Technology Edition, 2011, 11(2):20-24.
- [16] 陈晓. 地表水源热泵系统的运行特性与运行优化研究[D]. 长沙:湖南大学,2006.
- [17] Zhang J L, Ma L D, Liang R B, et al. Progress of the intaking, Defouling and heat transfer in sewage water side of the sewage water source heat pump system part I: research on urban sewage source heat pump in North Europe and Japan [C]//First International Conference on Building Energy and Environment, Proceedings Vols 1-3, 2008:1616-1623.
- [18] 阳长,姬美秀,高晓峰,等. 千岛湖水源热泵取水试验研究[J]. 浙江建筑,2010,27(5):30-33.
YANG Chang, JI Meixiu, GAO Xiaofeng, et al. Experimental study on water intake of water source heat pump in Thousand-Islands-Lake [J]. Zhejiang Construction, 2010, 27(5):30-33.
- [19] 王勇,肖益民,陈金华,等. 开式地表水地源热泵取排水方式研究[J]. 暖通空调,2008,38(10):124-127.
WANG Yong, XIAO Yimin, CHEN Jinhua, et al. Research on water intake and drain methods of open-loop surface water source heat pump systems [J]. Heating, Ventilating & Air Conditioning, 2008, 38(10):124-127.
- [20] 陈金华,刘猛,樊燕,等. 湖水源热泵空调系统取水方式性能分析[J]. 湖南大学学报:自然科学版,2009,36(12):40-45.
CHEN Jinhua, LIU Meng, FAN Yan, et al. Performance analysis of water-intaking mode for lake-source heat pump air-conditioning system [J]. Journal of Hunan University:Natural Sciences, 2009, 36(12):40-45.
- [21] 李文,王勇,吴浩. 开式地表水水源热泵系统的取水方案分析[J]. 制冷与空调,2009,9(4):20-22.
LI Wen, WANG Yong, WU Hao. Analysis of intake scheme on open type surface water source heat pump system [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2009, 9(4):20-22.
- [22] 王勇,韩传璞,李文,等. 开式地表水源热泵系统取水能耗限值确定方法[J]. 重庆大学学报,2011,34(3):110-115.
WANG Yong, HAN Chuanpu, LI Wen, et al. The determination method of limit energy consumption of water supply in open-loop surface water source heat pump systems [J]. Journal of Chongqing University, 2011, 34(3):110-115.
- [23] Zhao J, Zhu N. The energy saving analysis of coupled water source heat pump system applied in campus building [J]. First International Conference on Building Energy and Environment, 2008,(1/2/3):348-354.
- [24] 李文. 长江流域湖水水源热泵系统能效分析[D]. 重庆:重庆大学,2008.
- [25] 王勇,吴浩,刘勇,等. 排热工况下湖水源热泵系统的水体水温计算方法[J]. 土木建筑与环境工程,2010,(1):116-119.
WANG Yong, WU Hao, LIU Yong, et al. Calculation method of water temperature in the condition of heat rejection for lake-water source heat pump systems [J]. Journal of Civil, Architectural & Environmental Engineering, 2010, (1):116-119.
- [26] 杨雪倩,朱岳明. 水库水温计算方法综述[J]. 人民黄河,2009,31(1):41-43.
YANG Xueqian, ZHU Yueming. Literature review of calculation method of reservoir water temperature [J]. Yellow River, 2009, 31(1):41-43.
- [27] Ashrae. Systems and Equipment Handbook [M]. Atlanta: Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, 1992:173-176.
- [28] 马最良,孙宇辉. 冷却塔供冷技术的原理及分析[J]. 暖通空调,1998(6):27-30.
MA Zuiliang, SUN Yuhui. Free cooling by cooling towers [J]. Heating, Ventilating & Air Conditioning, 1998(6):27-30.

(编辑 王秀玲)