

文章编号:1000-582X(2011)03-110-06

开式地表水源热泵系统取水能耗限值确定方法

王 勇^{1a}, 韩传璞^{1a}, 李 文², 范 维^{1b}

(1. 重庆大学 a. 三峡库区生态环境教育部重点实验室; b. 材料科学与工程学院, 重庆 400044;
2. 宁波大学建筑设计研究院, 浙江 宁波 315021)

摘 要:对于开式地表水源热泵来说,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源热泵系统的能效比耦合模型,并得到了基于节能率的地表水源热泵系统的不同取水温度和不同取水能耗下的耦合限值。通过实际案例,计算得到了地表水源热泵系统不同取水温度下以及不同系统方式下的系统节能率,建立了开式地表水源热泵系统取水能耗限值方法。

关键词:开式地表水源热泵;取水温度;耦合;取水能耗;能耗限值

中图分类号:TU831

文献标志码:A

The determination method of limit energy consumption of water supply in open-loop surface water source heatpump systems

WANG Yong^{1a}, HAN Chuan-pu^{1a}, LI Wen², FAN Wei^{1b}

(1a. Key Laboratory of the Three Gorges Reservoir Region's Eco-Environment, Ministry of Education;
1b. College of Materials Science and Engineering, Chongqing University, Chongqing 40044, P. R. China;
2. Ningbo University Architecture Design Institute, Ningbo, Zhejiang 315021, P. R. China)

Abstract: For the open-loop surface water source heat pump systems, energy consumption of water supply is the key factor for energy saving of system. On the basis of energy consumption model of heat pump unit and energy consumption model of water supply etc., open-loop surface water source heat pump system energy efficiency ratio coupling model is established. Based on energy efficiency ratio, the coupling limit value of surface water source heat pump system in different temperature of water supply and different energy consumption of water supply is obtained. Through the actual case, energy saving rate of the system is calculated in different temperatures of water supply and different system modes. And the determination method of the limit energy consumption of water supply of open-loop surface water source heatpump systems is established.

Key words: open-loop surface water source heat pump system; temperature of water supply; coupling; energy consumption of water supply; limit energy consumption

收稿日期:2010-10-15

基金项目:国家科技部“十一五”科技攻关项目:水源地源热泵高效应用关键技术研究与示范(2006BAJ01A06);建筑用能系统高效节能技术应用研究与产品开发(CSTC,2008AB7110)。

作者简介:王勇(1971-),男,重庆大学副教授,主要从事新能源利用技术、建筑节能等方面的研究,
(E-mail)wyfree1@126.com。

地表水源热泵系统分为开式和闭式。在国外,闭式水源热泵应用项目较多^[1-4],而开式水源热泵系统研究较少^[5]。由于闭式系统不存在取水自然扬程能耗,其一次侧能耗主要与环路阻力有关,因此,对于取水能耗的研究相对较少。在国内,开式地表水源热泵应用工程实例明显多于闭式水源热泵系统。中国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^[6-8]。由于换热温差的存在,夏季闭式水源热泵的进水温度要高于水体的温度,而在冬季,闭式水源热泵的进水温度要低于水体的温度。因此,闭式水源热泵系统的换热效率一般要低于开式水源热泵系统^[9]。开式地表水源热泵系统的取水温度和水体温度一致,但是,如果水源热泵的取水能耗过大,将导致开式地表水源热泵系统的整体能耗过高,引起水源热泵系统不节能^[10-11]。因此,必须要对开式水源热泵系统的取水能耗作限值研究。

地表水源热泵系统应用得当有两个关键因素:一个是取水温度和取水水量,另一个重要因素就是取水能耗。确定一个地表水源热泵系统是否节能应该考虑取水温度和取水能耗的最优耦合值。即取水温度高,取水能耗就必须更低;而取水温度低,则取水能耗限值范围就可以更宽。取水能耗的限值实际是建立在取水温度的基础上^[12]。不同的取水温度对应不同的取水温度限值,这个限值也就决定了地表水源热泵系统的节能性的确定和系统的节能率。

1 模型建立的条件

为了更准确的确定开式地表水源热泵系统取水能耗的限值,利用数学建模的方法来进行研究。即分别对系统各个部分的耗能情况建立数学模型,以使用冷却塔的常规空调系统为参照对象,进行分析研究。模型建立满足如下前提:1)对与使用冷却塔的常规空调系统,其使用的冷水机组的能耗计算和地表水源热泵机组的能耗计算公式规律相同;2)两种系统的末端形式一致;3)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保持为5℃;4)以传统空调冷却塔出水温度为32℃为比较标准。

为直观比较,两种系统给定一致的初始数据,其工程基本参数为:冷负荷为1800kW,热负荷为1300kW;负荷侧的冷冻水循环泵名义扬程为27m,变频运行。冷却水系统所用冷却水泵的扬程为25m,变频运行。

由于常规空调系统冬季一般采用锅炉供给空调系统,此时常规空调系统结构与地表水源热泵系统不同,

暂不作分析,仅讨论系统在夏季运行时,取水能耗限值的确定方法。

2 取水能耗限值计算方法及系统运行能耗模型的建立

2.1 取水能耗限值计算方法简介

取水能耗限值是定义在节能率基础上的表示能使水源热泵系统节能的最高取水能耗值。取水能耗限值会受到系统负荷、取水方式、取水温度等因素的影响。取水能耗限值的计算首先应该在不同系统负荷、不同输配能耗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;在取水温度与取水能耗的耦合性基础上,对不同工况点的两种系统的能效比进行分析得出。

主要计算步骤为: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个部分的能耗模型;2)分别计算不同负荷率、不同输配能耗下水源热泵系统的能效比;3)分别计算在冷却塔出水温度32℃时不同负荷率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系统能效比,得到水源热泵系统不同取水温度下相对于常规空调系统的节能率。

2.2 水源热泵机组的能耗数学模型

目前在水源热泵工程中使用较多的为螺杆式热泵机组,现以螺杆式热泵机组为研究对象,将热泵机组的耗功量拟合为冷冻水与冷却水进口温度的函数,ASHRAE Handbook^[13]上推荐用温度的四次多项式或两个二次多项式乘积的形式,即

$$f_1 = N \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^2 D_{ij} (T_{cl} - \bar{T}_{cl})^i (T_{cl} - \bar{T}_{cl})^j, \quad (1)$$

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,℃; \bar{T}_{cl} 为空调水侧机组进水温度,℃; \bar{T}_{cl} 为回归用水源水侧机组进水温度参数平均值,℃; \bar{T}_{cl} 为回归用空调水侧机组进水温度参数平均值,℃; D_{ij} 为回归系数,由机组实际性能决定。

在实际运行中,机组基本上是在部分负荷情况下运行。因此,在数学模型建立时需考虑部分负荷率PLR。为此可得到热泵机组能耗模型,其数学表述为:

$$W_1 = \text{PLR} \times f_1. \quad (2)$$

对比工程对象采用半封闭螺杆水源热泵机组,其型号为LSBLGR-M-2400M。根据机组夏季各工况下的运行数据,利用MATLAB数学拟合得出 D_{ij} ,其值见表1。

表 1 热泵机组模型制冷回归系数(D_{ij})表

j	i		
	0	1	2
0	0.971 38	0.007 91	0.000 88
1	0.018 33	0.000 26	-0.000 07
2	0.000 35	-0.000 04	-0.000 02

2.3 开式水源热泵系统取水水泵能耗数学模型

对于水源水侧的系统而言,取水水泵的能耗是影响系统节能效果的关键因素。因此,首先通过最小二乘法的曲线拟合方法建立水泵的能耗模型。

根据水泵的性能曲线图可以得出, $H-G$ 、 $\eta-G$ 的关系曲线近似为抛物线,因此选择二次函数作拟合曲线建立拟合的水泵性能曲线方程。

$$H = a_0 + a_1G + a_2G^2, \quad (3)$$

$$\eta = b_0 + b_1G + b_2G^2. \quad (4)$$

当水泵转速发生变化时,曲线也发生变化。结合相似定律关系式,可以求得不同转速下,水泵的性能曲线方程:

$$H = c_0n^2 + c_1nG + c_2G^2, \quad (5)$$

$$\eta = d_0 + d_1G/n + d_2G^2/n^2. \quad (6)$$

式中: n 为水泵转速,系数 c_0 、 c_1 、 c_2 、 d_0 、 d_1 、 d_2 与转速对应,不同的转速下其取值不同。结合管路特性曲线方程和水泵轴功率方程可以求出一系列不同转速下,水泵工作状态点的 W 、 G 、 H 和 η 。

参照开式水源热泵系统水泵能耗方程,根据实际测试得到的夏季水泵运行的各组数据,采用最小二乘法原理,按照流量与水泵能耗的三次函数关系,拟合出不同转速下,对应工作状态点的水泵能耗与水量关系式(管路特性曲线不变):

$$W_2 = -2.2 + 0.41G_q + 0.8 \times 10^{-3}G_q^2 + 0.19 \times 10^{-4}G_q^3, \quad (7)$$

式中: W_2 为水源水循环水泵能耗,kW; G_q 为水源水流量,L/s。

2.4 水处理设备的能耗

开式取水系统需要对水源水进行处理,其耗电量与水泵相比较小,可以视为常数。在取水水泵耗能较大时,可忽略。确定水处理设备的能耗 $W_3 = C = \text{常数}$ 。

2.5 冷却塔的能耗模型

冷却塔的能耗模型参照 CDFN 逆流式冷却塔,采用式(8)进行计算^[14]。

$$W_1 = 1.98 \times 10^{-5}G_c^3 + 8 \times 10^{-5}G_c^2 + 0.143\ 158G_c - 2.168, \quad (8)$$

式中: W_1 为冷却塔的能耗,kW; G_c 为冷却塔水流

量,L/s。

2.6 其他能耗

对于水源热泵空调系统与常规空调系统,具有相同的冷水系统及末端风系统。其能耗模型的建立方法与以上系统各部分能耗模型的建立相同。空调水循环水泵能耗为 W_4 ,空调末端风系统能耗为 W_5 。

3 开式地表水源热泵系统能效模型分析

3.1 开式地表水源热泵系统运行能效比的数学模型

空调工程能效比(EER)指空调工程运行时的冷负荷与整个空调工程所有耗电设备的耗电总功率之比。可用来评价整个空调工程在运行阶段的能效水平及节能效果。开式湖水热泵系统运行能效比的数学方程式为

$$F = \frac{Q}{W_1(t) + W_2(t) + W_3(t) + W_4(t) + W_5(t)}, \quad (9)$$

式中: Q 为热泵机组制冷(热)量; $W_1(t)$ 为热泵机组 t 时刻的运行能耗; $W_2(t)$ 为源水侧取水水泵 t 时刻的运行能耗; $W_3(t)$ 为水处理设备 t 时刻的运行能耗; $W_4(t)$ 为冷、热水循环水泵 t 时刻的运行能耗; $W_5(t)$ 为末端风系统 t 时刻的运行能耗; t 为空调的运行时刻。

3.2 源水侧输送能效分析

3.2.1 取水能耗与取水温度的耦合性

由于水源热泵系统的取水系统能耗与常规空调系统的冷却水系统能耗的不同,以常规空调系统冷却水系统的能耗(W_c)和水源热泵系统取水系统的能耗(W_s)的比值(W_s/W_c)为分析对象^[15],确定不同取水方案和不同取水能耗下地表水源热泵的节能效果。

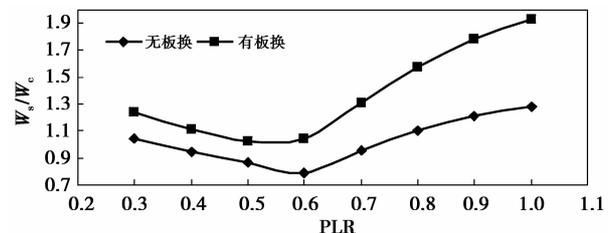


图 1 不同取水方案下的输送系统能耗对比

图 1 为分别采用使用板换和不使用板换的取水方案时,常规空调系统与水源热泵系统的冷源系统输送系统能耗的差别。从图 1 可以得到如下结论:

1) 对于无板式换热器(源水直接进机组)的取水

方案时,在部分负荷率 $PLR = 0.7$ 时, $W_s/W_c = 0.95$,水源热泵冷源系统输送能耗小于常规空调系统的输送能耗,随着 PLR 的增加, W_s/W_c 的值也同时增大,当 $PLR = 0.8$ 时, W_s/W_c 的值为 1.11。

2) 对于使用板式换热器的取水方案时,当 $PLR = 0.5$ 时, $W_s/W_c = 1.02$,为 W_s/W_c 的最小值。其最小值大于 1,表明输送能耗 W_s 在整个负荷率变化的过程中均大于常规系统的输送能耗 W_c 。

3) 当部分负荷率 $PLR = 1$ 时,使用板换时, $W_s/W_c = 1.93$;不使用板换时, $W_s/W_c = 1.28$ 。这组数据表明在满负荷运行时,无论采用那种取水方案,水源热泵系统的输送能耗均大于常规空调系统的冷却水输送能耗。

由于取水能耗与取水温度的耦合性,为确定取水水泵能耗限值,必须找到 W_s/W_c 和温差 ΔT 之间的关系。以常规空调系统在 $T = 32^\circ\text{C}$ 时的能效比 ($EER = 3.71$) 为基准,对以上建立的系统能耗数学模型进行计算,可以得到温差 ΔT 和比值 W_s/W_c 之间的详细数据,计算值见表 2。

表 2 基于节能条件下的不同输送能耗比值时两系统进水温差要求

W_s/W_c	$\Delta T/^\circ\text{C}$	W_s/W_c	$\Delta T/^\circ\text{C}$
1.28	1	2.43	5
1.54	2	2.69	6
1.92	3	3.29	9
2.15	4		

根据表 2 计算结果对温差 ΔT 和比值 W_s/W_c 利用 Matlab 进行线性拟合,得到拟合式(10),式中 $a = W_s/W_c$ 。

$$\Delta T = 3.87a - 4.19. \quad (10)$$

根据式(10)可计算得到对应不同水泵能耗下的取水温度限值,也可以得到不同取水温度条件下的取水能耗限值。例如采用直接进水的水源热泵系统,源水侧取水温度为 30°C ,而冷却塔的出水温度为 32°C ,两者的温差为 2°C ,即 $\Delta T = 2^\circ\text{C}$;若水源热泵系统的取水能耗是常规空调系统冷却水系统能耗的 2 倍,即 $a = W_s/W_c = 2$ 。将 a 的值代入式(10)计算,得到的结果为 3.55,大于 ΔT 的计算值。这表明,在 30°C 的进水条件下,地表水源热泵的取水能耗是常规空调系统冷却循环泵的两倍能耗条件下,地表水源热泵系统没有达到节能的效果,其系统能耗反而还高于传统空调。

3.2.2 使用板换时的公式修正

式(10)的计算条件是地表水源热泵的取水方案

为水源水简单处理后直接进入机组,取水温度和机组的进水温度相同。而若采用板式换热器的取水系统时,取水温度和地表水源热泵机组的进水温度不同,存在板式换热器的传热温差(测试结果表明,此温差一般在 $1\sim 2^\circ\text{C}$ 左右),即进入机组的温度 T_c 和取水温度 T_q 的温差 Δt ,在制冷季节中, $T_c = T_q + \Delta t$ 。

使用板式换热器时,式(10)应进行如下修正:

$$\Delta T = 3.87a - 4.19 + \Delta t. \quad (11)$$

同样利用式(10)的计算例子,在冷却塔出水温度为 32°C , $a = W_s/W_c = 2$ 时,假设 $\Delta t = 2^\circ\text{C}$,计算使用板换取水方案时,根据式(11)可以得到:

$$\Delta T = 3.55 + 2 = 5.55^\circ\text{C}. \quad (12)$$

即取水温度小于 26.45°C 时,才能保证地表水源热泵系统相对常规空调系统的节能性。

3.3 不同负荷率及进水温度下 2 种空调系统的 EER 对比

根据不同进水温度和部分负荷率 PLR ,可计算得到地表水源热泵系统的能效比曲线图 2。从图 2 可以看出,进水温度对系统能效比的影响是显著的。无论是满负荷运行,还是在部分负荷运行,进水温度越低,其能效越高。

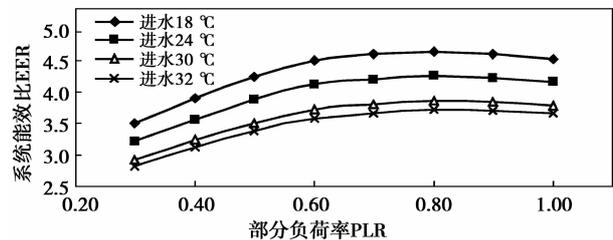


图 2 不同进水温度下 EER 随 PLR 的变化

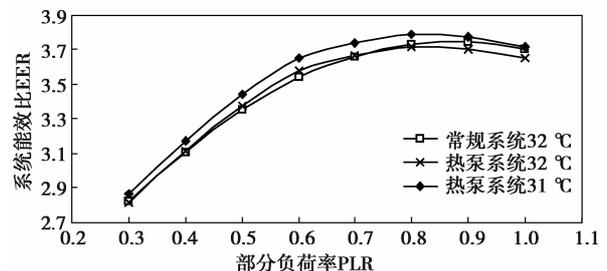


图 3 直接取水时不同水温下 EER 随 PLR 的变化

图 3 为常规空调系统和地表水水源热泵系统在不同温度下,在负荷率变化时的能效比变化曲线图。在同样的进水温度(32°C)下,影响常规空调系统和水源热泵系统能耗的因素仅为输送能耗。在输送能耗的对比中,采用水源水直接进机组时,开式水源热泵的取水能耗出现小于常规空调的冷却水水泵能耗

的情况,所以图3中两者的能效比出现交叉。只有在部分负荷率 $PLR \geq 0.8$ 后,常规空调系统的能效比大于水源热泵系统的能效比。

水源热泵机组进水温度为 $31\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,由图3的趋势可以得到,水源热泵系统能效比在各种运行状态下均大于常规空调系统的系统能效比。这是因为如果水源热泵系统的机组进水温度降低,此时影响两系统的系统能效比相对大小的因素不仅是输送能耗,还包括机组能耗。在机组进水温度降低 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,水源热泵系统有较高的能效比。可见,该方法可以进行不同进水温度条件下的节能率分析。

3.4 节能率

为了具体说明水源热泵系统相对常规空调系统的节能特点,在上述分析的结果上,可以常规空调系统运行的能效比为对比基础,分析水源热泵系统运行时相对与常规空调系统的节能率。

节能率定义为以使用冷却塔的常规空调系统能效为比较对象, F 为开式地表水源热泵系统运行的能效比, F' 为常规空调系统运行的能效比,两者的差值再与常规空调系统运行的能效比相除,得到 f 值,则 f 为节能率。节能率的数学描述可以表达为:

$$f = \frac{F - F'}{F'} > 0. \quad (13)$$

在满足式(13)的要求时,就满足了开式地表水源热泵系统在运行中比常规空调系统节能的要求,即保证了开式地表水源热泵系统的高效利用。

因此,可以得到相对冷却塔出水温度为 $32\text{ }^{\circ}\text{C}$,开式地表水源热泵系统采用水源水直接进机组的取水方案时,不同取水水温下的系统节能率。具体计算结果见表3。

表3 不同取水水温时的节能率

取水水温/ $^{\circ}\text{C}$	30	28	26	24
节能率/%	2	5	8	11

2005年湖南省湘潭市市中心区建成了以市中心 $6.7 \times 10^4\text{ m}^2$ 人工湖为冷、热源的大型开式地表水源热泵系统。2005年7月18日,湖南大学陈晓等对系统的运行情况进行了测试。在测试时段内系统一直在高负荷率下运行,但尚未达到满负荷。当天系统平均取水温度为 $29.5\text{ }^{\circ}\text{C}$,平均机组 COP 为 4.28。考虑系统的取水能耗等计算得到当天平均系统能效比为 $3.852^{[16]}$ 。

表4 实际工程节能率分析

取水温度/ $^{\circ}\text{C}$	水源热泵系统能效比	常规空调系统能效比	实际节能率/%	理论节能率/%
29.5	3.852	3.747	2.8	2.75

由于实际工程中不同的机组的能效比、系统的取回水方式、不同的负荷率等均会影响系统的节能率。因此,表4中实际测试参数计算结果与理论值有差异,但很接近。仍然能很好的说明该取水能耗限值计算方法的正确性。

4 结论

1)通过对开式地表水源热泵系统的运行特点进行分析,得到了开式地表水源热泵系统在不同取水温度下,不同负荷状况下的运行规律和能耗特点,并得到了水源热泵系统能效比的组成特点。

2)得到基于地表水源热泵系统节能条件下的取水温度和取水能耗的耦合限值。

3)分析了不同的取水方式对取水能耗及水源热泵系统能效比的影响,得到了不同负荷工况下,采用地表水直接进机组的取水方式相对采用板式换热器时的系统节能率。

4)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源热泵系统相对于使用冷却塔的常规空调系统的节能率,该节能率可以作为水源热泵系统取水能耗限值的判断依据。

参考文献:

- [1] HATTEMER B, KAVANAUGH S P. Design temperature data for surface water heating and cooling systems[J]. ASHRAE Transactions, 2005, 111(1): 695-701.
- [2] ANTERO A M. Lakes as a heat source in cold climate[C] // Proceeding of the 21st International Congress of Refrigeration, Washington, August 17-22. www.tut.fi/units/me/ener/julkaisut/Paper_ICR0614.pdf.
- [3] CHIASSON A D, SPITLER J D, REES S J. A model for simulating the performance of a shallow pond as a supplemental heat rejecter with closed-loop ground source heat pump systems[J]. ASHRAE Transactions, 2000, 106(2):107-121.

- [4] PEER T, JOYCE W S. Lake-source cooling [J]. ASHRAE Journal, 2002, 44(4): 37-39.
- [5] DENBRAVEN K R. Regulation for open-loop ground-source heat pumps in the United States[J]. ASHRAE Transactions, 2002, 108(1): 962-967.
- [6] 张银安, 李斌. 开式地表水地源热泵系统的应用分析[J]. 暖通空调, 2007, 37(9): 99-103.
ZHANG YIN-AN, LI BIN. Application analysis on open-loop surface water-source heat pump systems[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2007, 37(9): 99-103.
- [7] 张文字, 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 WEN-YU, LONG WEI-DING. Feasibility analysis of surface-water heat pumps with Huangpu River water as cold and heat sources [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2008, 38(3): 15-20.
- [8] 陈晓, 张国强, 刘婷婷, 等. 开式地表水源热泵在湖南某人工湖的应用研究[J]. 制冷学报, 2006, 27(3): 10-13.
CHEN XIAO, ZHANG GUO-QIANG. Utilization of artificial lake as heat source-sink for open-loop surface water heat pump system in Hunan [J]. Journal of Refrigeration, 2006, 27(3): 10-13.
- [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 YI-MIN, 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] 王子云. 长江水源热泵换热器研究 [D]. 重庆大学, 2008.
- [11] BÜYÜKALACA O, EKINCI F, YILMAZ T. Experimental investigation of Seyhan River and dam lake as heat source-sink for a heat pump [J]. Energy, 2003, 28(2): 26-28.
- [12] TIM P, JOYCE W S. Lake-source cooling [J]. ASHRAE Journal, 2002, 44(4): 37-38.
- [13] ASHRAE. Systems and equipment handbook [M]. Atlanta: Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, 1992.
- [14] 龚明启. 中央空调系统动态运行节能优化策略研究 [D]. 广州: 广州大学, 2006.
- [15] 李文. 长江流域湖水水源热泵系统能效分析研究 [D]. 重庆: 重庆大学, 2008.
- [16] 陈晓. 地表水源热泵系统的运行特性与运行优化研究 [D]. 湖南大学, 2006.

(编辑 郑 洁)

~~~~~

(上接第 109 页)

- [9] LO S M, FANG Z, LIN P, et al. An evacuation model: the SGEM package [J]. Fire Safety Journal, 2004, 39(3): 169-190.
- [10] SHEN T S. ESM: a building evacuation simulation model [J]. Building and Environment, 2005, 40(5): 671-680.
- [11] PURSALS S C, GARZON F G. Optimal building evacuation time considering evacuation routes [J]. European Journal of Operational Research, 2009, 192(2): 692-699.
- [12] KAI KANG. Application of code approach for emergency evacuation in a rail station [J]. Fire Technology, 2007, 43(4): 331-346.
- [13] 刘方, 陈飞, 朱伟. 基于区域网格人员疏散模型的计算机仿真 [J]. 安全与环境学报, 2009, 9(3): 170-172.  
LIU FANG, CHEN FEI, ZHU WEI. A simulation software based on the zone grid evacuation model [J]. Journal of Safety and Environment, 2009, 9(3): 170-172.
- [14] SHI L, XIE Q, CHEN X, et al. Developing a database for emergency evacuation model [J]. Building and Environment, 2009, 44(8): 1724-1729.
- [15] 田娟荣, 周孝清, 郑志敏. 地铁人员疏散特征的调查分析 [J]. 都市轨道交通, 2009, 22(1): 20-23.  
TIAN JUAN-RONG, ZHOU XIAO-QING, ZHENG ZHI-MIN. Surveys on personnel evacuation in subways [J]. Urban Rapid Rail Transit, 2009, 22(1): 20-23.

(编辑 郑 洁)